



**А.А.Ахметов
Ш.А.Ахмедов**

**ХЛОПКОВОДЧЕСКИЙ
УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОЙ
ТРАКТОР С РЕГУЛИРУЕМЫМ
КЛИРЕНСОМ**

РЕСПУБЛИКА УЗБЕКИСТАН

СПЕЦИАЛЬНОЕ КОНСТРУКТОРСКОЕ БЮРО «ТРАКТОР»

А.А. Ахметов, Ш.А. Ахмедов

ХЛОПКОВОДЧЕСКИЙ УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОЙ ТРАКТОР С РЕГУЛИРУЕМЫМ КЛИРЕНСОМ



Издательство «Фан»

Академии наук Республики Узбекистан

Ташкент – 2016

УДК 629.3.014.2

ББК 39.34

А95

В монографии рассмотрены вопросы устройства, проектирования и расчета универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом хлопкового назначения и агрегатировании с ним машин-орудий хлопкового комплекса.

Монография рассчитана на широкий круг читателей и может быть полезна разработчикам-конструкторам, научным работникам, старшим научным сотрудникам-соискателям, самостоятельным соискателям, магистрантам и студентам машиностроительных и сельскохозяйственных ВОУ, а также специалистам машиностроительного и сельскохозяйственного производства.

Монография подготовлена в рамках гранта КА-3-014+КА-3-004 – «Разработка конструктивных и технологических параметров универсально-пропашного трактора, снабженного передним мостом с регулируемым клиренсом и создание транспортных средств для перевозки винограда на переработку» финансируемого Комитетом по координации развития науки и технологий при КМ РУз

Ответственный редактор:
доктор технических наук, профессор *Р.Д. Матчанов*

Рецензенты:
доктор технических наук, профессор *А.А. Шермухамедов*
доктор технических наук *Б.М. Азимов*

ISBN 978-9943-19-361-1

©А.А.Ахметов, Ш.А.Ахмедов, 2016 г.
©Издательство «Фан» АН РУз, 2016 г.

Введение

За последнее десятилетие наметились некоторые тенденции в направлении замены имеющегося в республике парка универсально-пропашных тракторов с их более мощными энергонасыщенными моделями. Это направление получило мощный толчок для дальнейшего развития в свете Постановления Президента Республики Узбекистан №ПП-1758 «О Программе дальнейшей модернизации, технического и технологического перевооружения сельскохозяйственного производства на 2012–2016 годы». В данном Постановлении предусмотрено кардинальное повышение уровня оснащённости сельского хозяйства современной высокопроизводительной, отвечающей мировым требованиям и стандартам сельскохозяйственной техникой отечественного производства, в том числе энергонасыщенными, высокоманевренными универсально-пропашными тракторами повышенной мощности [1].

В ходе реализации поставленных перед машиностроителями задач в республике наряду с четырехколесными универсально-пропашными тракторами МХ-135, МХМ-140, ТЛ-100, стали выпускаться новые энергонасыщенные тракторы ТS-6070, Arion-360С, Ахос-340С [2] и др. Однако они, из-за низкоклинренности не нашли широкого применения на междурядных обработках посевов хлопчатника. Тогда как это направление в хлопководстве считается приоритетным. Поэтому в хлопководстве для обеспечения вписываемости конструкции в междурядья с развитыми кустами хлопчатника, а также для обеспечения минимального радиуса поворота на серийно выпускаемых универсально-пропашных тракторах производят замену низкоклинренного переднего моста на одноколесную переднюю ось и монтируют дополнительные конечные передачи.

В последние годы взамен тракторов ТТЗ-80.11 в республике стали выпускаться энергонасыщенные трехколесные универсально-пропашные тракторы Ахос-340 и ТТЗ-100LS [3]. Однако, как показала практика применения трехколесных тракторов, они имеют ряд существенных недостатков перед четырехколесными тракторами [4–6], главные из них: низкая поперечная устойчивость; не-

готивное техногенное воздействие на почву; перегрузка передних шин; недопустимость применения на транспортных работах из-за их низкой устойчивости; низкая годовая загрузка. Но, несмотря на все эти трудности и недостатки для междурядной обработки посевов хлопчатника на современном этапе развития техники в основном используются трехколесные универсально-пропашные тракторы, пренебрегая их недостатками по сравнению с четырехколесными тракторами.

Следует также отметить, что одним из приоритетных задач технического перевооружения растениеводства агропромышленного комплекса республики является внедрение 6–8 рядных систем технологий на базе четырехколесных энергонасыщенных тракторов [7]. Их применение обеспечивает повышение производительности труда и устойчивости курсового движения машинно-тракторных агрегатов (МТА), что позволяет значительно экономить энергоресурсы, снизить отрицательное воздействие ходовых систем на агроэкологические свойства почвы. Однако внедрение указанных технологий, как уже было сказано, сдерживаются недостаточностью агротехнического просвета четырехколесных тракторов. Так как при использовании их на междурядных обработках посевов хлопчатника и других высокорослых технических культур из-за недостаточности агропросвета они повреждают стебли, сбивают цветочки и плодоземельные и, в конечном счете, снижают урожайность. Это значительно сужает возможности широкого их применения, т.е. применение их как на предпосевных, посевных, уборочно-транспортных и других видах работ, так и на междурядных обработках посевов хлопчатника и других высокорослых технических культур.

Решение проблемы путем регулирования клиренса трактора от низкоклинренного до высококлинренного положения или наоборот с минимальными затратами является актуальной задачей, решающей вопросы расширения диапазона применения четырехколесных универсально-пропашных тракторов. Это позволяет использовать его наряду с другими видами работ, включая уборочно-транспортные, и на междурядных обработках низко-, средне- и высокостебельных культур, чему и посвящена настоящая работа.

В монографии изложены специфические требования к хлопководческим универсально-пропашным тракторам, тенденции и

перспективные направления совершенствования их конструкции. Приведены результаты анализа конструкции серийных и перспективных отечественных и зарубежных моделей 4-х колесных универсально-пропашных тракторов и обоснование необходимости применения в хлопководстве 4-х колесного универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом. Предложена методика расчета конструкции 4-х колесного универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, изложены основы расчета статической и динамической прочности наиболее ответственных узлов и агрегатов этого трактора как одного из эксплуатационных свойств, необходимого при анализе и оценке качественных и количественных характеристик в процессе его проектирования. Рассматриваются основные показатели устойчивости 4-х колесного универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом и даются рекомендации по расчету показателей, влияющих на его продольную и поперечную устойчивость. Приведены также эксплуатационные показатели универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом и особенности агрегатирования с ним хлопководческих машин-орудий.

Монография рассчитана на широкий круг читателей, в том числе разработчикам-конструкторам, научным работникам, старшим научным сотрудникам-соискателям, самостоятельным соискателям, магистрантам и студентам машиностроительных и сельскохозяйственных высших и средних специальных образовательных учреждений, а также специалистам сельскохозяйственного производства.

Глава



1

Актуальность разработки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

- 1.1. Тенденция совершенствования конструкции хлопководческих универсально-пропашных тракторов
- 1.2. Специфические требования к универсально-пропашным тракторам хлопкового назначения
- 1.3. Обзор конструкции 4-х колесных тракторов с высокой агротехнической проходимостью
- 1.4. Перспективные направления совершенствования конструкции 4-х колесных тракторов

ГЛАВА 1.

Актуальность разработки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

1.1. Тенденция совершенствования конструкции хлопководческих универсально-пропашных тракторов

В подавляющем большинстве регионах республики значительная часть полей отведены под посев хлопчатника, и они характеризуются мелкоконтурностью и в этой связи большая доля от общего пути при эксплуатации трактора затрачивается на развороты и заезды в концах гона.

Хлопчатник относится к высокорослым культурам, и все посе-вы размещены на поливных землях [8]. После посева хлопчатника на поливных землях почти всегда почва уплотняется. Особенно большое уплотнение происходит при проведении подпитывающих поливов для получения всходов, при выпадении обильных осадков и в случае проведения перед севом чизелевания почвы с многократными боронованиями и малованием. Длительное сохранение почвы в уплотненном состоянии задерживает развитие растений, вызывает большие потери влаги, нарушает питательный режим почвы и способствует развитию сорняков [8]. Поэтому для поддержания почвы в рыхлом и чистом от сорняков состоянии проводятся междурядная обработка, т.е. культивация посевов хлопчатника, количество которых зависит, прежде всего, от количества поливов хлопчатника. Несмотря на то, что в технологической карте количество культивации предусмотрено до четырех раз [9] на практике

его количество увеличивают до шести, а иногда до семи-восьми и более раз.

В первых фазах развития хлопчатника ввиду его низкого роста проведение культивации в агрегате с низкоклиренсным трактором существенного значения не имеет. Тогда как после начала бутонизации с наступлением фазы цветения хлопчатник уже характеризуется довольно сложным строением и внушительными размерами по высоте. В этой фазе, любое механическое воздействие на стебли хлопчатника вызывают опадение завязей и резкое снижение его урожайности [8]. Начиная с этой фазы на междурядных обработках посевов хлопчатника применение низкоклиренсного трактора нежелательно из-за его недостаточного агротехнического просвета. Поэтому наиболее распространенными особенностями возделывания хлопчатника на поливных землях являются агротехническая проходимость мобильных средств механизации – машинно-тракторных агрегатов – на загонах в полевых условиях и геометрические ограничения из-за мелкоконтурности полей для их движения на разворотных полосах. Эти ограничения касаются всех универсально-пропашных тракторов используемых на междурядных обработках посевов хлопчатника, и вопрос агротехнической проходимости и минимизации радиуса их поворота не теряет актуальности. Особенно эти факторы приобретают огромное значение в купе с уменьшением непроизводительных затрат времени на их осуществление без сложного маневрирования и излишнего уплотнения и истирания почвы на загонах, без появления неровностей рельефа на разворотных полосах в конце гона.

Анализ тенденции совершенствования конструкции и многолетний опыт применения в республике универсально-пропашных тракторов показывает, что в отличие от широко распространенных в европейских странах низкоклиренсных 4-х колесных в хлопководстве на междурядных обработках посевов хлопчатника применяются высококлиренсные 3-х колесные универсально-пропашные тракторы. Тогда как низкоклиренсные 4-х колесные универсально-пропашные тракторы в основном используется на предпосевной обработке почвы и на уборочно-транспортных работах.

За свою историю хлопководческие универсально-пропашные тракторы претерпели ряд конструктивных изменений и усовершенствований.

На начальном этапе механизации хлопководства были опробованы различные разновидности универсально-пропашных тракторов, начиная от СХТЗ-15/30 с мощностью двигателя 23,18 кВт (31,5 л.с.) в 1931–1934 гг. кончая трактором «Универсал» различной модификации (рис. 1.1 и 1.2) в 1935–1955 гг. [10, 11].

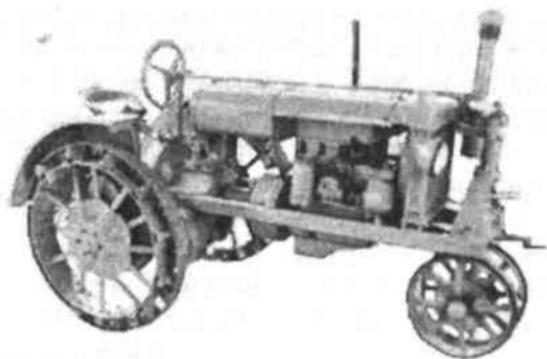


Рис.1.1. Универсально-пропашной трактор «Универсал-2»

Колеса завезенных в республику первых универсально-пропашных тракторов представляли собой стальные ободья с почвозацепами.

Если первые образцы завезенных в республику тракторов были 4-х колесными и с низким клиренсом (СХТЗ-15/30), то в последующем с учетом особенностей возделывания хлопчатника их конструкции были изменены на трехколесные тракторы с высоким клиренсом («Универсал-2») [11].

Колеса у базового трехколесного трактора «Универсал-2» имели стальные ободья с почвозацепами. Переднее управляемое колесо было установлено на вилке, а на заднем мосте была установлена дополнительная конечная передача, позволяющая увеличить агротехнический просвет под рукавами полуосей заднего моста.

У этих тракторов задний мост имеет жесткую схему подвески, и они в совокупности со стальными ободьями с почвозацепами во время движения полностью копируют поверхность поля и машинист-оператор ощущает каждую неровность почвы, что отрицательно воздействует на его здоровье. Кроме того рост разветвленной сети дорог с твердым покрытием и частые проезды с одной

карты на другой из-за преобладания мелко контурных карт сделали малоэффективным использование почвозацепов не способных двигаться по дорогам общего пользования без повреждения покрытия. Поэтому в последующем в целях снижения отрицательного воздействия на машиниста-оператора и на дорогу почвозацепы были заменены с пневматической шиной.

Прародителем всех трехколесных тракторов на пневматической шине был усовершенствованный универсально-пропашной трактор «Универсал-4» (рис. 1.2), разработанный на базе «Универсал-2», выпущенный на Кировском заводе в Ленинграде [11].



Рис.1.2. Универсально-пропашной трактор «Универсал-4» с колесами на пневматической шине

«Универсал-4» имел карбюраторный двигатель с жидкостным охлаждением мощностью 16.19 кВт (22 л.с.), работавший на керосине, и трехскоростную коробку передач, развивав скорость от 3.4 до 7.2 км/ч и мощность на крюке 7.36 кВт.

Другим более мощным трехколесным трактором на пневматической шине был универсально-пропашной трактор МТЗ-1 (рис.1.3), выпущенный Минским тракторным заводом в 1953 г. и который выпускался серийно до 1957 г. На этих тракторах были установлены двигатели с жидкостным охлаждением мощностью 26.5 кВт [12].

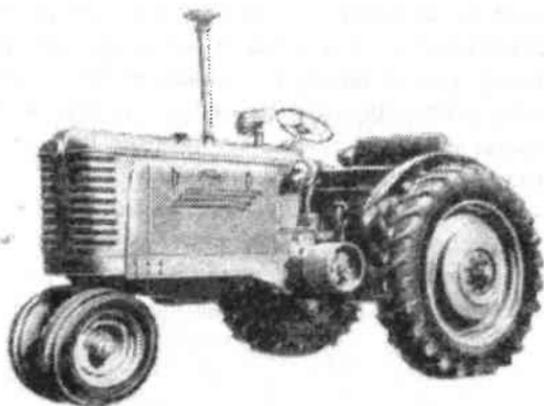


Рис.1.3. Универсально-пропашной трактор МТЗ-1

Одним из первых испытанных в хлопководстве (в 1955 г.) высококлиренсных трехколесных тракторов этой марки на пневматической шине был универсально-пропашной трактор МТЗ-3 (рис.1.4), разработанный на базе МТЗ-1 [13].



Рис.1.4. Универсально-пропашной трактор МТЗ-3

Специализация МТЗ как производителя универсально-пропашных тракторов класса 1.4 определила гамму тракторов на многие годы. В рамках этого класса начиная с середины 1950-х от 26.5 кВт (36 л.с.) к концу 1980-х было освоено несколько уровней мощно-

сти (от 50 до 100 л.с.), что позволило создать тракторы для работы на повышенных скоростях и в тягово-приводном режиме.

Одновременно с Минским тракторным заводом в середине 1950-х годов Владимирским тракторным заводом был разработан универсально-пропашной трактор ДТ-24 и его трехколесная модификация ДТ-24-3 с повышенным агротехническим просветом (рис.1.5) [14].

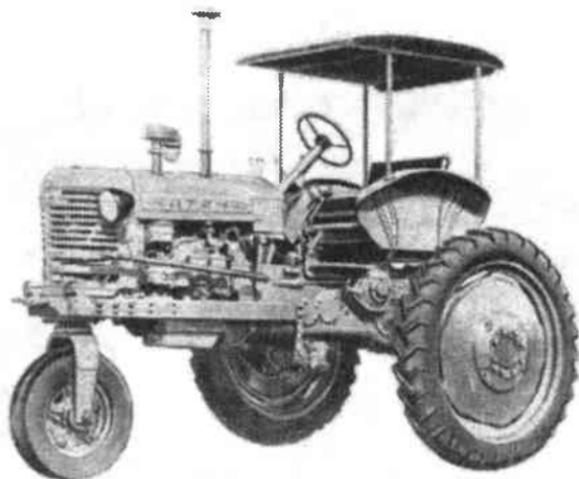


Рис.1.5. Универсально-пропашной трактор ДТ-24-3

На универсально-пропашном тракторе ДТ-24-3 установлен двухцилиндровый бескомпрессорный вихрекамерный двигатель с жидкостным охлаждением мощностью 17.6 кВт (24 л.с.) и семискоростная (5 вперед и 2 назад) коробка передач, развивающая скорость от 4.7 до 18.9 км/ч. Двигатель запускается бензиновым пусковым устройством вручную.

В отличие от предыдущих, с учетом жарких климатических условий Центральной Азии как универсально-пропашной трактор МТЗ-3, так и трактор ДТ-24-3 были оборудованы тентом, защищавшим машиниста-оператора от солнечных лучей и непогод.

По результатам испытаний этих тракторов, проведенных в 1955–1956 гг. в САМИС, для хлопководства был рекомендован трехколесный универсально-пропашной трактор ДТ-24-3 Владимирского тракторного завода [14].

В дальнейшем на базе универсально-пропашного трактора ДТ-24-3 были разработаны универсально-пропашные тракторы Т-28 и его модификации Т-28Х, Т-28ХЗ (рис.1.6) и Т-28Х4, которые выпускались на вновь образованном Ташкентском тракторном заводе [15, 16]. Причем трактор Т-28Х4 и их различные модификации выпускались вплоть до 1995 г., и они были самыми массовыми.

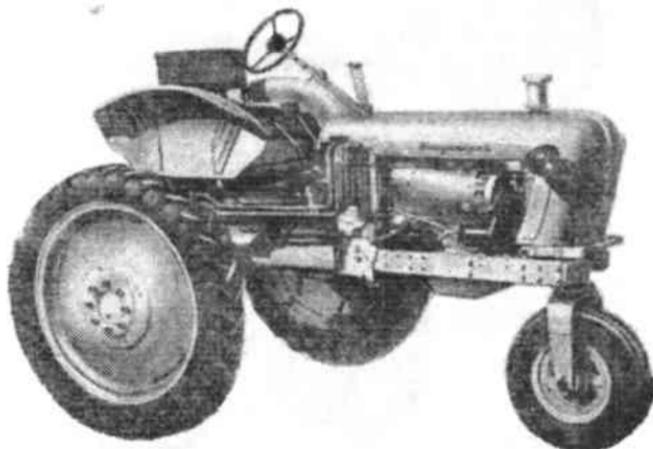


Рис.1.6. Универсально-пропашной трактор Т-28ХЗ

По сравнению с ДТ-24-3 устройство трактора Т-28 имеет существенные изменения:

- улучшена система смазки двигателя, а также конструкция воздухоочистителя и муфты сцепления;
- изменена конструкция коробки передач, дифференциала и рулевого управления.

Трактор Т-28Х отличаются от Т-28 главным образом конструкцией двигателя. Установленный на нем двигатель Д-30 имеет воздушное охлаждение, поэтому на тракторах Т-28Х нет радиатора.

В последующем на универсально-пропашном тракторе Т-28ХЗ был установлен двигатель Д-37Б с воздушным охлаждением мощностью 30.5 кВт (40 л.с.). На этом тракторе установлена семискоростная коробка передач (7 вперед и 3 назад), развивающая скорость от 2.84 до 13.75 км/ч и к нему прилагался легко монтируемый и демонтируемый тент.

Для очистки масла в системе смазки двигателя Д-37Б была установлена центрифуга с гидравлическим приводом. Гидросистема – унифицированная раздельно-агрегатная.

В отличие от ДТ-24-3 и Т-28 у универсально-пропашных тракторов Т-28Х3 (выпущенные в 60-е годы) и Т-28Х4 (выпущенные в 1970–80-е гг.) были установлены двигатели с воздушной системой охлаждения и мощностью соответственно 30.5 (40) и 36.8 кВт (50 л.с.).

У этих тракторов были ряд недостатков. Главные из них: завести двигатель в зимнее время года весьма проблематично; при максимальных нагрузках может подтекать масло.

В отличие от Т-28Х3 у трактора Т-28Х4 и его модификации Т-28Х4М была остекленная металлическая каркасная кабина с боковыми дверцами и задними открывающимися окнами.



Рис.1.7. Универсально-пропашной трактор Т-28Х4М-А

Несмотря на ряд неоспоримых преимуществ, имеются у Т-28Х4 и серьезные недостатки. Огорчает отсутствие герметичности в кабине. Полностью отсутствуют комфортные условия в кабине. Как и у большинства тракторов кабина у Т-28Х4 расположена на задней полураме. Стоит отметить, что задний мост имеет жесткую схему подвески, поэтому во время движения тракторист ощущает каждую неровность почвы.

Универсально-пропашной трактор Т-28Х4М-А (рис.1.7) был последней модификацией трактора Т-28Х4. На нем установлен двигатель модели Д-144 с воздушным охлаждением, мощностью 44.15 кВт (60 л.с.), работающий на дизельном топливе.

Благодаря механической четырехходовой шестискоростной (6 вперед и 3 назад) коробки перемены передач Т-28Х4М-А развивал скорость от 2.77 до 15.57 км/ч. На нем установлены остекленная цельнометаллическая каркасная герметизированная кабина с системой вентиляции [16].

Наряду с тракторами Т-28Х4М в 1970–80-е годы на Ташкентском тракторном заводе были выпущены в общей сложности более 5 тыс. ед. тракторов МТЗ-80Х (рис.1.8), снабженные 4-х цилиндровым двигателем Д-243 без трубнонаддува с жидкостным охлаждением мощностью 59.6 кВт (80 л.с.). У трактора МТЗ-80Х число передач доведено до 16 вперед и 4 назад [17].



Рис.1.8. Универсально-пропашной трактор МТЗ-80Х

Начиная с 1995 г. на Ташкентском тракторном заводе начали выпускаться трехколесные универсально-пропашные тракторы ТТЗ-80.11 (рис.1.9) и ТТЗ-100К11 (рис.1.10) [18, 19].

На тракторе ТТЗ-80.11 установлен двигатель Д-245 мощностью 59.6 кВт (80 л.с.). Доведенное до 16 вперед и 8 назад число передач трактора позволяет оптимизировать работу ТТЗ-80.11 при выполнении широкого круга агротехнических операций. Установленная

на тракторе коробка передач позволяет развивать скорость от 3.6 до 17.25 км/ч. Увеличенная грузоподъемность задней гидронавесной системы обеспечивает расширение набора агрегируемых с трактором задненавесных машин-орудий, наличие двухпоточной муфты сцепления расширяет возможности и улучшает качество работы трактора в агрегате с прицепными или навесными сельхозмашинами, имеющими активные рабочие органы. На тракторе установлена защитная, комфортабельная, шумоизолированная кабина.



Рис.1.9. Универсально-пропашной трактор ТТ3-80.11



Рис.1.10. Универсально-пропашной трактор ТТ3-100К11

На тракторе ТТЗ-100К11 установлен двигатель с жидкостным охлаждением и турбокомпрессором фирмы «Cummins» серии «В» 4ВТ-3,9А-92 мощностью 67.71 кВт (92 л.с.).

В связи с установкой двигателя увеличенной мощности по сравнению с ТТЗ-80.11 у ТТЗ-100К11 усилены подшипниковые опоры первичного вала и привода заднего вала отбора мощности, увеличена ширина венцов шестерен конечной передачи и увеличен диаметр полуосей конечных передач.

Установленная на тракторе коробка передач позволяет получить число передач 9 вперед и 2 назад и развивать скорость от 3.28 до 18.62 км/ч.

В 1998 г. были попытки по созданию трехколесного универсально-пропашного трактора СХР-100 (рис.1.11) на базе трактора СХ-90 фирмы «Case» [20].



Рис.1.11. Универсально-пропашной трактор СХР-100

На тракторе СХР-100 установлен двигатель с жидкостным охлаждением и турбокомпрессором фирмы «Perkins» мощностью 47.24 кВт (64.25 л.с.). На тракторе установлена восьмискоростная коробка передач (8 вперед и 6 назад), развивающая скорость от 4.16 до 14.87 км/ч.

Кабина трактора СХР-100 одноместная, виброшумоизолированная, оборудованная системами вентиляции, плафоном освещения кабины.

Опытный образец трехколесного универсально-пропашного трактора СХР-100 на базе трактора фирмы «Case» в 1998 г. прошли испытания в УзГЦИИТ.

В 2003 г. были попытки по созданию трехколесного универсально-пропашного трактора ТТЗ-100Р-1 (рис.1.11) на базе трактора ТЛ-100 фирмы «Case New Holland» [21]. На тракторе установлена 24 скоростная коробка передач (24 вперед и 12 назад), развивающая скорость от 0.99 до 19.15 км/ч.



Рис.1.11. Универсально-пропашной трактор ТТЗ-100Р-1

Кабина трактора ТТЗ-100Р-1 одноместная, комфортабельная, виброшумоизолированная, оборудованная системами вентиляции и микроклимата, стеклоочистителями заднего и переднего стекол, плафоном освещения кабины.

Опытный образец трехколесного универсально-пропашного трактора на базе трактора фирмы «Case New Holland» в 2003 г. прошли испытания в УзГЦИИТ.

Начиная с 2014 г. на Ташкентском заводе сельскохозяйственной техники (ТЗСТ), организованной на базе Ташкентского тракторного завода вместо ТТЗ-80.11 стали выпускать более мощные (100 л.с.) трехколесные универсально-пропашные тракторы ТТЗ-

100НС (рис.1.12). Комплектующие этого трактора частично локализованы в ТЗСТ, а остальные завезены из Южной Кореи.

На тракторе TTZ-100НС установлен двигатель LR4M3ZP производства фирмы «УТО» мощностью 73.6 кВт (100 л.с.).

На тракторе установлена механическая коробка передач, с применением синхронизаторов и блокировкой запуска двигателя с педалью муфты сцепления. Число передач трактора TTZ-100НС 12 вперед и 12 назад позволяет получить скорость в диапазоне от 1.02 до 22.5 км/ч.

Кабина трактора TTZ-100НС одноместная, комфортабельная, виброшумоизолированная, оборудованная системами вентиляции и микроклимата, стеклоочистителями заднего и переднего стекол, плафоном освещения кабины и аудиосистемой.



Рис.1.12. Универсально-пропашной трактор TTZ-100НС

Опытный образец трехколесного универсально-пропашного трактора TTZ-100НС в 2014 г. прошел испытания в УзГЦИИТ и был рекомендован к производству [3].

В эти же годы на совместном предприятии «УзКлаасАгро» был разработан трехколесный универсально-пропашной трактор АХОS-340 (рис.1.13) и выпущена опытная партия. Комплектующие этого трактора частично локализуется на «УзКлаасАгро», а остальные были завезены из Германии.

На тракторе AXOS-340 установлен двигатель 1104D-44TA с турбонадувом производства фирмы «Perkins» мощностью 73.6 кВт (100 л.с.) [22]. Коробка передач установленная на нем механическая полностью синхронизированная, имеющая число передач 24 вперед и 12 назад, что позволяет получить скорость в диапазоне от 0.99 до 19.15 км/ч.

Кабина трактора AXOS-340 одноместная, комфортабельная, виброшумоизолированная, оборудованная системами вентиляции и микроклимата, стеклоочистителями заднего и переднего стекол, плафоном освещения кабины и аудиосистемой.

Опытный образец трехколесного универсально-пропашного трактора AXOS-340 в 2014 г. прошел испытания в УзГЦИИТ и был рекомендован к производству.



Рис.1.13. Универсально-пропашной трактор AXOS-340

В 2014-2016 гг. были выпущены 500 ед. трехколесных универсально-пропашных тракторов TTZ-100HC и 5 ед. 3-х колесных универсально-пропашных тракторов AXOS-100X.

Управляемое колесо (рис. 1.14) у всех выпущенных в республике моделей 3-х колесных тракторов схожие и они по мере совершенствования конструкции трактора претерпели, хотя и несущественные, но ряд конструктивных изменений.

Передняя одноколесная ось у всех хлопководческих 3-х колесных тракторов последнего поколения [4] представляет собой сталь-

ную фасонную вилку 11 с установленным на ней посредством оси 2 одним управляемым колесом на роликовых подшипниках 3. К вилке шпильками 6 прикреплен вертикальный поворотный вал 8. Вал установлен на специально-упорном шариковом подшипнике 7, размещенном в цилиндрическом кронштейне 9 переднего бруса, что облегчает поворот управляемого переднего колеса. Ось колеса установлена в пазах 15 вилки 11 и закреплена гайками 13 и планками – замками 14, которые предохраняет ось от выхода из пазов вилки при отрыве колеса от опорной поверхности. Для облегчения поворота трактора передние колеса делают малого диаметра и с ободом малой ширины.

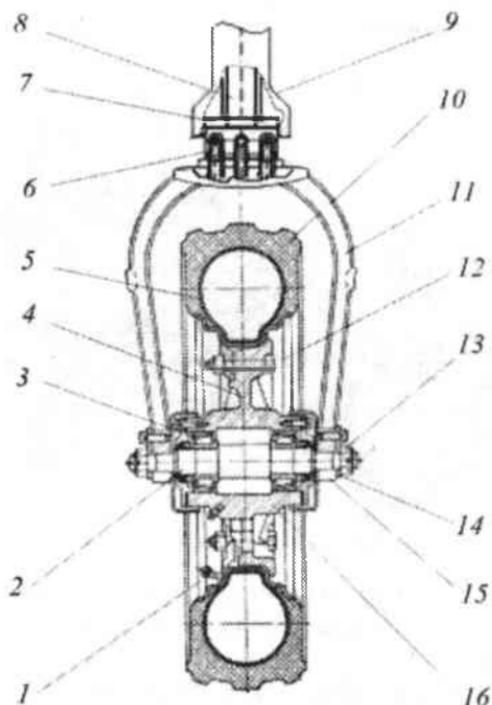


Рис.1.14. Передняя ось хлопководческого 3-х колесного трактора: 1 – вентиль; 2 – ось; 3 – роликовый подшипник; 4 – диск; 5 – камера; 6 – шпилька; 7 – специально-упорный шариковый подшипник; 8 – вертикальный поворотный вал; 9 – цилиндрический кронштейн; 10 – покрышка; 11 – вилка; 12 – обод; 13 – гайка; 14 – планка-замок; 15 – паз; 16 – ступица

Диски колес укрепляются на ступицах 16, устанавливаемых у направляющих колес на осях 2. Управляемое колесо у 3-х колесного трактора состоит из диска 4, обода 12, которые образуют жесткую металлическую основу, на которую надевают эластичную шину. На универсально-пропашных тракторах хлопкового назначения устанавливают глубокий симметричный обод. Глубокая выемка обода облегчает монтаж шин, который имеет эластичный борт и удерживается на краях обода внутренним давлением воздуха. Давление воздуха в передних управляемых колесах устанавливают равным 0.2–0.25 МПа.

Выполнение у 3-х колесных тракторов переднего моста вильчатым позволяет относительно просто получить необходимый агротехнический просвет 800–870 мм, улучшить вписываемость трактора в междурядья, уменьшить радиус его поворота при ограниченной ширине поворотной полосы и площадь уплотняемой поверхности. Все это важно при уходе за хлопчатником. Однако, не смотря на перечисленные преимущества, многолетний опыт их эксплуатации в зоне хлопководства наряду с положительными сторонами показали ряд их существенных недостатков не в полной мере отвечающих специфическим требованиям зоны хлопководства.

1.2. Специфические требования к универсально-пропашным тракторам хлопкового назначения

Специфические требования, предъявляемые к универсально-пропашным тракторам хлопкового назначения, вытекают из необходимости в процессе их эксплуатации выполнения различных видов технологических операций по возделыванию и уборке урожая хлопчатника, а также транспортных работ.

Требования, предъявляемые к универсально-пропашным тракторам хлопкового назначения весьма разнообразны, для удовлетворения которых необходимо наличие ряда эксплуатационных качеств, характеризующих в комплексе эффективность их работы в тех или иных условиях.

Эксплуатационные качества хлопководческого универсально-пропашного трактора можно разделить на три основные группы: агротехнические, технико-экономические и общетехнические.

Агротехнические качества характеризуют приспособленность трактора к выполнению технологических требований, вытекающих из условий работы и, представляют собой ряд свойств, связанных с агротехнической проходимостью и маневренностью, как самого трактора, так и созданных на его базе МТА.

Технико-экономические качества определяются в основном производительностью и экономичностью МТА, составленного на базе данного трактора, которые при конкретном случае зависит от режима агрегатирования.

Общетехнические качества связаны в основном с обеспечением удобства работы и обслуживания и условиями безопасности работы машиниста-оператора.

В СКБ «Трактор» на основе многолетнего изучения агрегатирования машин-орудий с универсально-пропашным трактором, проходимости и поворотливости трактора, а также устойчивости его к опрокидыванию с учетом подпрыгивания и галопирования определены специфические требования зоны хлопководства [4], предъявляемые к универсально-пропашным тракторам, которые заключаются в следующем:

– при выполнении транспортных работ, когда трактор движется на повышенных скоростях, для обеспечения хорошей устойчивости он должен иметь минимально допустимый клиренс и максимальную длину базы. Так как при меньшей длине базы трактора на повышенных скоростях движения может произойти «подпрыгивание» и галопирование, а при большем клиренсе, следовательно, большем расстоянии центра тяжести от опорной поверхности на поворотах за счет центробежной силы трактор теряет устойчивость, что нежелательно;

– при выполнении междурядных работ, где скорость движения трактора небольшая, наоборот, для устранения повреждения высокостебельных растений и сбивания цветков и плодоземелентов трактор должен иметь максимальный клиренс, а для уменьшения размеров поворотных полос он должен иметь минимальный радиус поворота, следовательно, минимальную длину базы.

Широко распространенные в хлопководстве 3-х и 4-х колесные универсально-пропашные тракторы не в полной мере отвечает этим требованиям.

Высокая агротехническая проходимость 3-х колесного универсально-пропашного трактора до недавнего времени обеспечивали

ему статус основного энергетического средства для механизации полевых работ в хлопководстве. Однако тракторы этого типа имеют существенные специфические недостатки, а именно [4]:

- низкая поперечная устойчивость, делающая их эксплуатацию жизнеопасной на уклонах и при поворотах на скоростях выше 12–13 км/ч;

- негативное техногенное воздействие на почву в связи с повышенным коэффициентом покрытия следами от колес (три следа вместо двух) и характерным высоким уплотняющим воздействием от вертикальных нагрузок, распределяемых на три колеса вместо четырех;

- перегрузка шин, особенно переднего управляемого колеса, собственными вертикальными нагрузками трактора и от масс сельхозмашин и технологических материалов;

- нерациональное распределение массы машинно-тракторного агрегата (МТА) по опорам трактора;

- недопустимость применения на транспортных работах из-за их низкой устойчивости;

- низкая годовая загрузка, регламентируемая только сезоном работ на хлопчатнике, т.е. не востребованностью в сельскохозяйственном производстве в течение почти 4–5 (с ноября по март) месяцев;

- сложность создания полноприводной конструкции трактора с колесной формулой 3Х2, что ограничивает тяговый потенциал трактора только тягово-сцепными качествами шин двух ведущих задних колес;

- применение 3-х колесного трактора не позволяет полностью реализовать преимущества широкозахватных МТА, из-за дефицита тягово-сцепного потенциала трактора и существенного превышения допустимых норм экологического воздействия на почву.

Вышеперечисленные недостатки в определенной степени отсутствуют у 4-х колесных тракторов. Уменьшение отрицательного техногенного воздействия на почву за счёт снижения общей площади покрытия следами колес (на 33.3%), уменьшения максимального давления на почву в зоне опорной площади ходового аппарата, более рационального распределения масс МТА по осям и снижения буксования колес являются неполным списком преимуществ этих тракторов перед 3-х колесными. Однако они имеют

увеличенный радиус поворота и недостаточный агротехнический просвет под балкой переднего моста, поэтому 4-х колесные трактора в зоне хлопкосеяния применяются сегодня в основном на основной и предпосевной обработке почвы, на уборочно-транспортных работах и при возделывании сопутствующих хлопчатнику низко стебельных культур.

Следует также отметить, что наличие в зоне хлопководства двух видов – 3-х и 4-х колесных тракторов приводит к необоснованному увеличению численности парка машин и соответственно расходов на их содержание.

Исходя из технологии возделывания хлопчатника, основным требованием к новому поколению 4-х колесных хлопководческих тракторов является сохранение позитивных качеств 3-х колесного хлопководческого трактора, а именно:

- вписываемость конструкции в междурядья с развитыми кустами хлопчатника в период последних междурядных обработок, а также при дефолиации и уборке урожая;
- повышение поворотливости, обеспечивающие минимальные потери продуктивных площадей в зоне разворотных полос на краях поливных участков с посевами хлопчатника.

Выполнение специфических требований зоны хлопководства в совокупности с основными конструктивными требованиями к 4-х колесным универсально-пропашным тракторам значительно повышает их потребительские свойства и расширяет область их применения.

При положительном решении вышеперечисленных задач применительно 4-х колесным тракторам реально обеспечивается повышение производительности хлопковых МТА путем увеличения рядности сельскохозяйственных машин до 6-и, 8-и рядов на различных схемах посева за счёт полноприводной схемы движителей и повышения тягового класса трактора. Решится проблема оптимизации парка машин и круглогодичной загрузки хлопководческих тракторов за счёт использования не только на уборочно-транспортных, но и других видах работ в хлопководстве, овощеводстве, кормопроизводстве, зерноводстве, на животноводческих комплексах и т.п. Кроме того за счёт качеств, заложенных в самой схеме ходового аппарата 4-х колесного трактора, улучшается управляемость и устойчивость работы транспортных перевозках и

при работе в междурядьях посевов хлопчатника и других культур до требуемых норм безопасности.

Для решения поставленных задач необходимо на основе анализа конструкции известных универсально-пропашных тракторов изыскать такую его конструкцию, которая более полно удовлетворяло бы требованиям и запросам сельскохозяйственных товаропроизводителей, предъявляемых конструкции тракторов применяемого при возделывании хлопчатника и сопутствующих ему культур.

1.3. Обзор конструкции 4-х колесных тракторов с высокой агротехнической проходимостью

В направлении повышения агротехнической проходимости 4-х колесных тракторов были попытки по созданию универсально-пропашного трактора Т-40М с изменяющимся клиренсом [23].

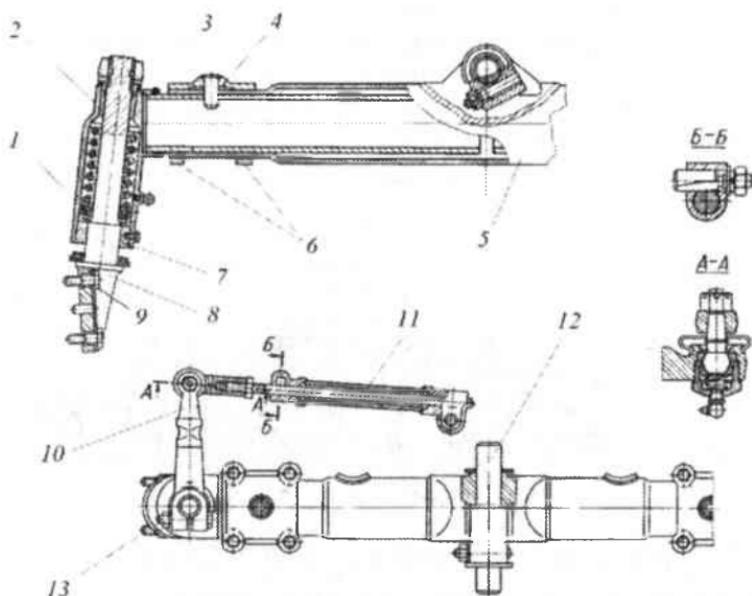


Рис.1.15. Передний мост универсально-пропашного трактора Т-40: 1 – шарикоподшипник; 2,7 – втулки; 3 – фланец цапфы; 4 – накладки со штифтом; 5 – балка; 6 – хомут; 8 – шкворень; 9, 13 – болты; 10 – поворотный рычаг; 11 – поперечные рулевые тяги; 12 – ось

Передний мост этого трактора порталного типа и состоит из трубчатой балки, телескопически соединенной с кронштейнами направляющих колес, поворотных цапф и трапеции рулевого управления (рис.1.15). Балку 5 переднего моста при помощи оси качения 12 шарнирно крепят к брусу полурамы, поэтому передние колеса приспособляются к неровностям почвы независимо от положения трактора. Кронштейн 3 передних колес устанавливают в расточках с обеих сторон балки и фиксируют накладками 4 со штифтом. Накладки крепят хомутами 6. Шкворень 8 осевой цапфы поворачивается в двух втулках 2 и 7, запрессованных в кронштейн колеса. В нижней части шкворня установлен упорный шарикоподшипник 1. Осевая цапфа крепится к шкворню болтами 9. Рулевая трапеция состоит из двух поворотных рычагов 10 и поперечных рулевых тяг 11. Поворотные рычаги посажены на шлицы шкворней осевых цапф и затянуты болтами 13. Другой конец рычага шарнирно соединен с поперечной тягой рулевой трапеции, которая связана с сошкой рулевого управления.

У этого трактора дорожный просвет (рис.1.16) под передней балкой 1 регулируют креплением фланца шкворня 2 поворотного кулака к фланцу цапфы 3 колеса в двух крайних положениях: в верхнем или нижнем положениях, что позволяет изменять агротехнический просвет в передней части трактора от 500 до 650 мм.

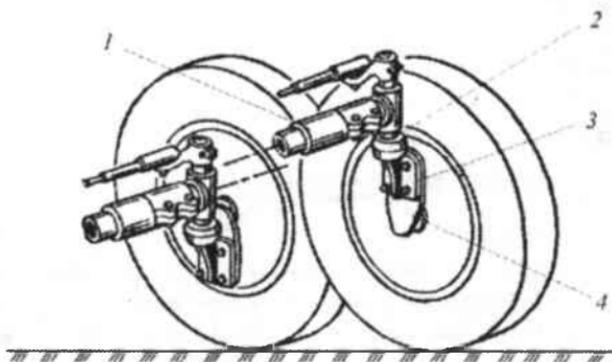


Рис.1.16. Регулировка дорожного просвета трактора Т-40 под передним мостом: 1 – балка; 2 – шкворень; 3 – фланец шкворня; 4 – фланец цапфы

Недостатком данного универсально-пропашного трактора является то, что принятое на нем техническое решение позволяет

изменить агропросвет только в двух жестко фиксированных положениях и то на величину до 650 мм. Тогда как в хлопководстве для междурядных обработок требуется агропросвет до 870 мм. Кроме того на этом тракторе процесс перехода с одного фиксированного положения в другое трудоемок и требует много времени на разборку и сборку промежуточного фланца, т.е. на переналадку трактора с одного клиренса на другой.

Следует также отметить тот факт, что при низкоклинренсном варианте из-за поворота промежуточного фланца относительно оси колеса в сторону опорной поверхности трактора расстояния между ними, следовательно, нижней точкой поворотной цапфы и опорной поверхностью трактора резко уменьшается. В результате чего возникает большая вероятность соударения этого фланца с посторонними предметами, следовательно, ухудшается проходимость трактора.

Этот недостаток из-за большего радиуса колес отсутствует у самоходной модели R4030 (рис. 1.17), выпускаемой Компанией «John Deere» и имеющей достаточно высокий агротехнический просвета [24]. Она также отличается подвеской, позволяющей повышать скорость движения по полю до 32, а по дороге – до 48 км/ч.



Рис.1.17. Самоходная модель R4030 компании «John Deere»

Одним из первых высококлинренсных тракторов, выпущенный в СНГ был трактор ДТ-20К (рис. 1.18) Владимирского тракторного завода [25].

Трактор ДТ20К предназначен для междурядной обработки высокостебельных культур и для работы в плодоводстве. Дорожный просвет его составляет 1500 мм, колея 2100 мм. Трактор поднят

над уровнем почвы на стойках передних и задних колёс. Вращение последних осуществляется посредством цепных передач, заключённых в стойках задних колёс.

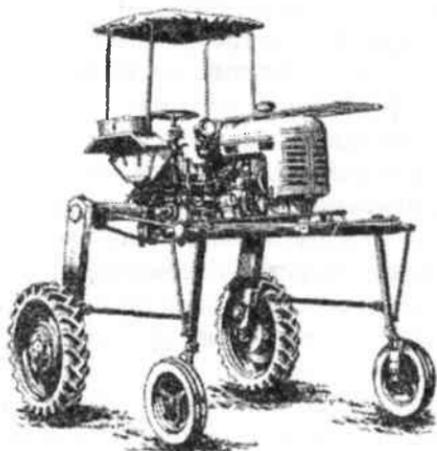


Рис.1.18. Трактор ДТ20К

В последующем конструкция ДТ20К были усовершенствованы. Более усовершенствованным вариантом тракторов выпущенных этой серии был трактор Т30АК (рис. 1.19).



Рис.1.19. Трактор Т30АК

Следующим более усовершенствованным высококлиренсным средством является ВЭС-45 (рис.1.20), который также имеет агропросвет до 1500 мм [26].



Рис.1.20. Высококлиренсное средство ВЭС-45

Такие высококлиренсные энергетические средства нашли наибольшее применение в плодоводстве. У них силовая установка и трансмиссия устанавливается на специальной платформе, а передние и задние мосты выполнены порталными.

Недостатком этих средств является невозможность регулировки клиренса, и они выпущены как специальный высококлиренсный трактор для плодоводства.

Для перевода с высококлиренсного положения на низкоклинренное их демонтируют с платформы и, снабжая передним мостом и задними колесами, используют как обычный низкоклинренный универсально-пропашной трактор.

Аналогичную конструкцию имеет также трактор «Grape Harvest» [27], выпускаемый компанией «Grape Harvest» (рис.1.21). Как у ВЭС-45 трансмиссия и кабина у этого трактора также смонтированы на специальной платформе, опирающейся на передние и задние колеса.

После демонтажа с платформы и снабжения передним мостом и задними колесами, его можно будет использовать как обычный низкоклинренный универсально-пропашной трактор.



Рис.1.21. Высококлиренсный трактор Grape Harvest

Как этот трактор, так и высококлиренсного энергетического средства ВЭС-45 можно использовать как в высококлиренсном, так и в низкоклиренсном положениях. Однако их перевод с одного клиренса на другой трудоемок, и требует дополнительно переднего моста. Поэтому их на практике используют только в плодоводстве как специальный высококлиренсный трактор.



Рис.1.22. Высококлиренсное энергетическое средство компании Tracteurs Enjambeurs «FREMA»

Схожую к предыдущим тракторам конструкцию имеет высококлиренсное энергетическое средство (рис.1.22), выпускаемое компанией Tracteurs Enjambeurs «FREMA» [28].

В отличие от предыдущего у этого высококлиренсного средства все колеса имеют одинаковые размеры, и оно имеет возможность регулировки величины агропросвета с помощью специального устройства приводимого в действие гидроцилиндрами.

В отличие от предыдущих тракторов данное энергетическое средство, выполнено в виде самоходного шасси и, все его узлы и агрегаты вмонтированы на специальной платформе. Но, несмотря на регулировку агропросвета данное энергетическое средство остается высококлиренсным и его с точки зрения безопасности невозможно использовать на транспортных работах.

Схожее энергетическое средство (рис.1.23) было разработано и в Китае [29], у которого как передний, так и задний мосты снабжены специальной конечной передачей, позволяющей регулировать агропросвет. Для этого корпуса конечных передач поворачиваются относительно полуосей в ту или иную сторону гидроцилиндрами. В результате, чего агропросвет энергетического средства либо увеличивается, либо уменьшается.

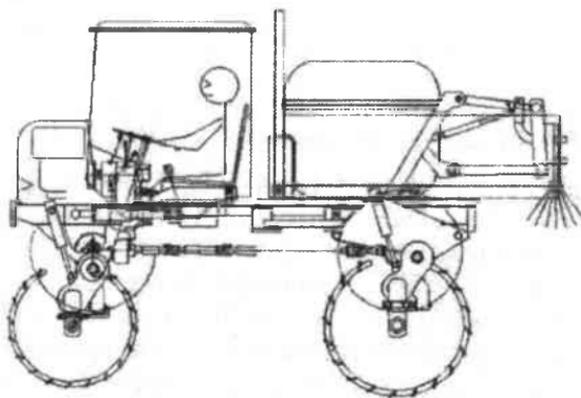


Рис.1.23. Энергетическое средство с регулируемым клиренсом, разработанное в Китае по патенту № CN 103371008 А

Конструкция данного энергетического средства несколько отличается от общепринятых конструкций универсально-пропашных тракторов, используемых в хлопководстве и он не приспособлен

для агрегатирования набора сельхозмашин применяемых в хлопководстве, например, он не имеет возможности навесить секции культиватора сбоку.

В отличие от предыдущего во Французском патенте [30] предложена весьма оригинальная конструкция энергетического средства (рис. 1.24) у которого только агропросвет под задним мостом регулируется также поворотом корпуса бортовой передачи, тогда как агропросвет под передним мостом регулируется опусканием или поднятием передних колес специальным гидроцилиндром. Такая конструкция позволяет изменить агропросвет на 600 мм от 1100 до 1700 мм. Однако и это энергетическое средство имеет такие же недостатки как и предыдущие.

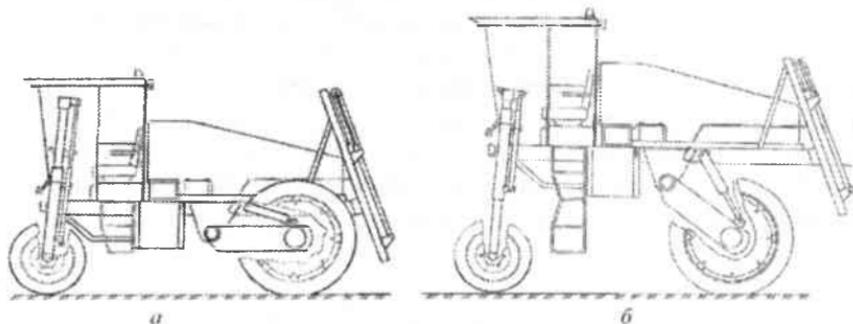


Рис.1.24. Энергетическое средство выполненное по патенту Франции FR 2631586 в высоко- (а) и низкоклинренсном (б) положениях

В другом Французском патенте [31] предложена конструкция энергетического средства с колесами, снабженными индивидуальным механизмом изменение клиренса (рис.1.25). Индивидуальная адаптация каждого колеса к опорной поверхности обеспечивает его высокой проходимости. Однако из-за значительных размеров по ширине они трудно вписываются в междурядья хлопчатника. Кроме того они имеет сложную конструкцию, что и ограничивает их применение в хлопководстве.

В подавляющем большинстве случаев на зарубежных тракторах изменение агропросвета достигается за счет изменение положения колес относительно полуосей заднего моста. Ярким примером которого служит трактор (рис.1.26), выполненный по патенту Японии [32]. У данного трактора конструкция переднего и заднего мо-

стов несколько отличаются от традиционных конструкции мостов, и они позволяют изменения клиренса трактора в двух положениях.

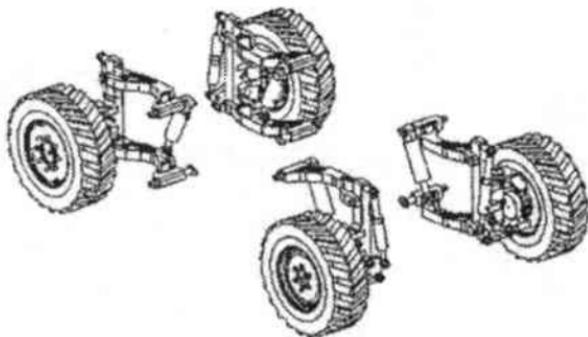


Рис.1.25. Индивидуальный механизм изменения клиренса энергетического средства выполненного по патенту Франции FR 2979322

Примером таких мостов можно привести конструкцию переднего моста выполненного по патенту Японии [33].

У данного переднего моста (рис.1.27) передние колеса 1 снабжены двумя редукторами: коническим 2 и цилиндрическим 5, позволяющими изменять агропросвет под балкой 4 переднего моста за счет изменение положения колес относительно полуосей 3 переднего моста. Это достигается путем взаимной переустановки корпусов конического и цилиндрического редукторов.

В мировой практике встречаются весьма разнообразные конструкции ходовых аппаратов тракторов, снабженных различными устройствами позволяющими изменять агропросвет под балкой переднего моста и рукавами полуосей заднего моста.

При этом изменение агропросвета под задними мостами в одних технических решениях достигается за счет перестановки корпуса бортовой передачи относительно рукавов полуоси заднего моста, то в других – специальными устройствами, предназначенными для этой цели. Тогда как изменение агропросвета под передними мостами в основном достигается за счет перестановки корпусов цилиндрического и конического редукторов или же за счет перестановки фланца переднего колеса в цилиндрическом редукторе.

Среди них наибольший интерес представляет несколько упрощенная конструкция механизма регулировки агропросвета под передним мостом трактора предложенная в работе [34].

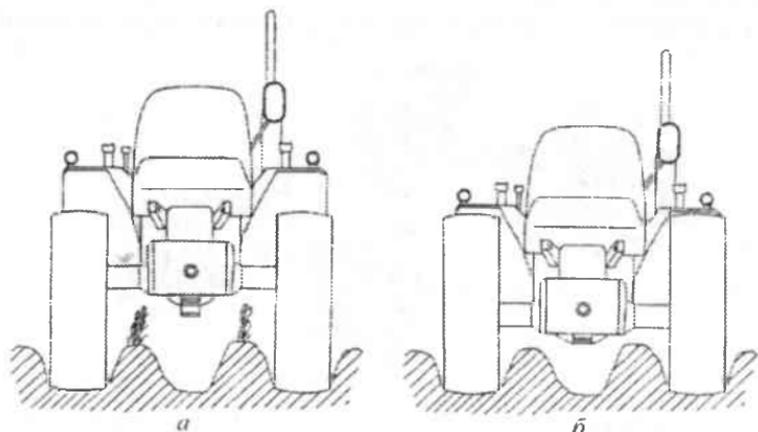


Рис.1.26. Колесный трактор с регулируемым клиренсом, выполненный по патенту Японии JPS62273127A в высоко- (а) и низкоклинренсом (б) положениях

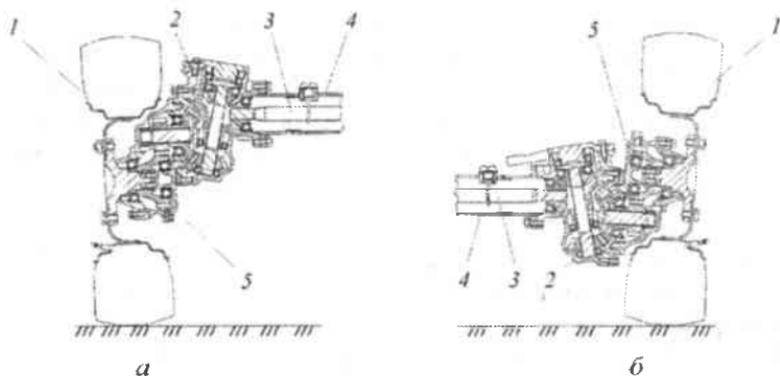


Рис.1.27. Передний мост колесного трактора с регулируемым клиренсом, выполненный по патенту Японии JPH 02258404A в высококлиренсном (а) и низкоклинренсом (б) положениях: 1 – колесо; 2, 5 – корпуса конического и цилиндрического редукторов; 3 – полуось; 4 – балка

Известно также конструкция переднего моста (рис.1.28), где изменение агропросвета под балкой достигается поворотом корпуса цилиндрического редуктора 2 относительно корпуса конического редуктора 5 переднего моста колесного трактора [35].

В отличие от предыдущих в другом техническом решении (рис.1.29) изменение агропросвета под балкой 4 переднего моста

достигается только переустановкой колеса 1 от положения «а» в положение «б», без демонтажа и монтажа корпусов редукторов 2, 5 [34].

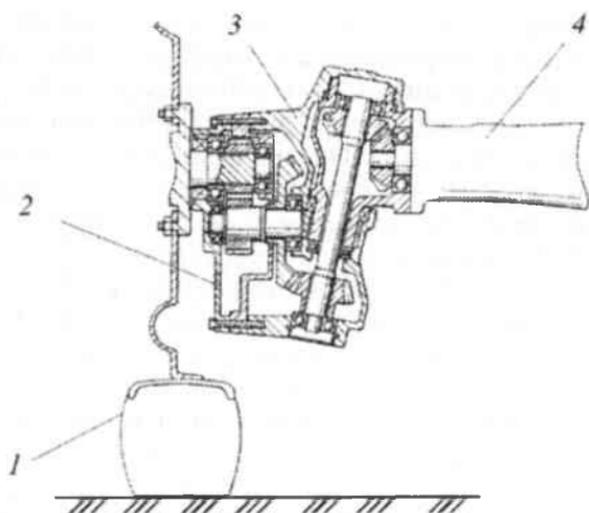


Рис.1.28. Передний мост колесного трактора с регулируемым клиренсом, выполненный по патенту Японии JPH0214925A: 1 – колесо; 2, 3 – корпуса цилиндрического и конического редукторов; 4 – балка

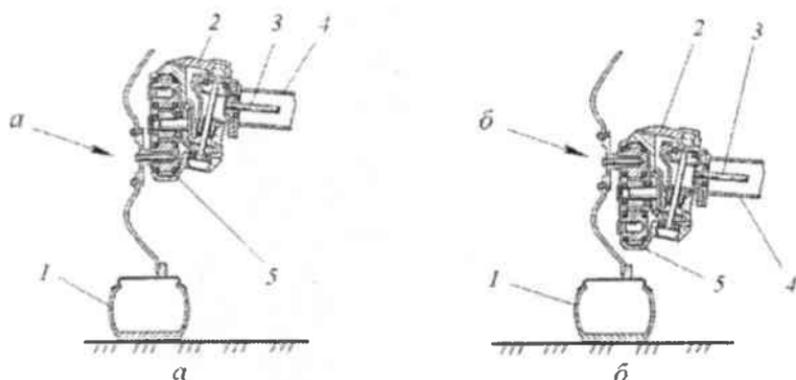


Рис.1.29. Передний мост колесного трактора с регулируемым клиренсом, выполненный по патенту Японии JPH0214924A в высоко- (а) и низкоклинренсом (б) положениях: 1 – колесо; 2, 5 – корпуса конического и цилиндрического редукторов; 3 – полуось; 4 – балка

Вышеуказанные конструкции передних мостов и принятые в них принципы изменения клиренса используются аналогично и в конструкциях задних мостов трактора. Однако эти принципы изменения клиренса трактора не всегда будет достаточным для получения необходимого агротехнического просвета под балкой переднего моста или под рукавами полуосей заднего моста.

Недостатками этих конструкции переднего и заднего мостов являются наличие только двух фиксированных положения агросвета и ограниченность его значения параметрами диска колеса и самое главное при низкоклинренсном положении расстояние между опорной поверхностью и корпусом редуктора переднего моста резко уменьшается. В результате чего возникает большая вероятность соударения корпуса редуктора с посторонними предметами, следовательно, ухудшается проходимость трактора.

В литературно-патентных источниках встречаются различные конструкции задних мостов с регулируемым агросветом [36, 37, 38], частично устраняющие перечисленные недостатки. Среди них наибольший интерес представляет задний мост (рис.1.30) колесного трактора, выполненный по патенту Китая CN202528842U [37].

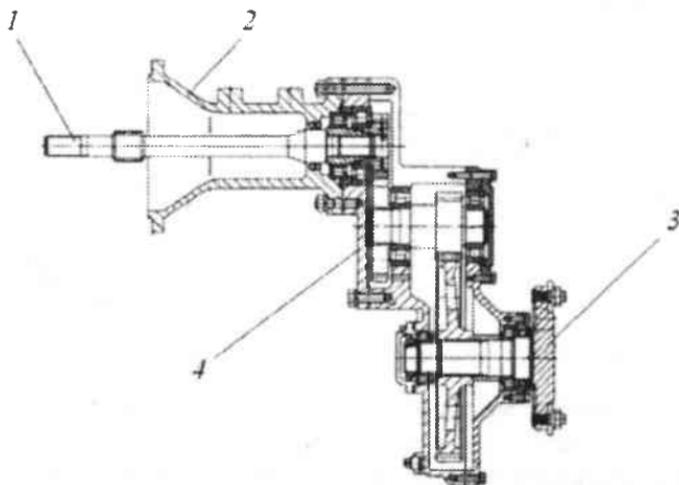


Рис.1.30. Задний мост колесного трактора с регулируемым клиренсом, выполненный по патенту Китая CN202528842U. 1 – полуось; 2 – рукава полуоси; 3 – фланец; 4 – двухступенчатый редуктор

Он прост по конструкции и изменение величины агропросвета достигается не заменой конечной передачи, а простым поворотом корпуса двухступенчатого редуктора 4 относительно рукава 2 полуоси 1.

Еще более упрощенный вариант изменения агротехнического просвета под рукавом полуоси заднего моста (рис. 1.31) предложен в патенте Японии [33].

Оригинальность этой конструкции заднего моста заключается в том, что в нем изменение клиренса с одного положения в другое осуществляется без демонтажа и монтажа корпусов конечных передач 3 к рукавам 1 полуосей заднего моста. То есть без крепежных элементов, а посредством подпружиненного 4 штифта 2 фиксирующего взаимного положения корпуса конечной передачи и рукава полуоси заднего моста.

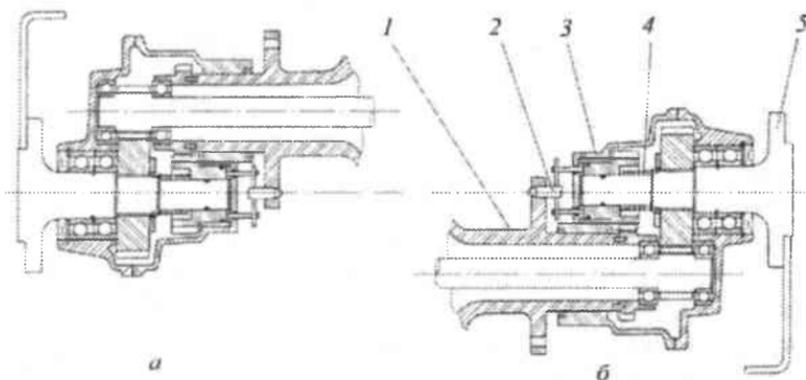


Рис.1.31. Задний мост колесного трактора с регулируемым клиренсом, выполненный по патенту Японии JPH02258404Ав высококлиренсном (а) и низкоклиренсном (б) положениях: 1- рукава полуоси; 2 - штифт; 3 - корпус конечной передачи; 4 - пружина; 5- фланец

Таким образом, главным недостатком известных 4-х колесных тракторов является недостаточность агропросвета под балкой переднего моста и сложность перевода с одного клиренса на другой. Поэтому, как уже было отмечено [4] последние несколько десятилетий основным энергетическим средством в хлопководстве является высококлиренсные 3-х колесные универсально-пропашные тракторы.

Как показывает проведенный обзор, в литературно-патентных источниках часто встречаются весьма разнообразные конструк-

ции универсально-пропашных тракторов имеющие как низкоклинренное, так и высококлинренное положение. Но универсально-пропашные тракторы с бесступенчато регулируемым клиренсом встречаются очень редко. Ни одно из приведенных технических средств за исключением энергетического средства с регулируемым клиренсом, выполненным по патенту Франции FR 2631586, не имеет возможности бесступенчатой регулировки клиренса трактора от низкоклинренного до высококлинренного положения или обратно, а указанное энергетическое средство не приспособлено для междурядной обработки посевов хлопчатника.

1.4. Перспективные направления совершенствования конструкции 4-х колесных тракторов

На агротехнические показатели работы агрегатов, состоящих из универсально-пропашного трактора и сельскохозяйственных машин, наряду с другими факторами в определенной степени окажут влияния и конструктивные исполнения самых универсально-пропашных тракторов.

Опираясь на результаты известных работ, а также на опыт применение в хлопководстве универсально-пропашных тракторов серийных отечественных, а также передовых зарубежных производителей определены основные направления исследований по совершенствованию их конструкции.

Опыт применения как 3-х, так и 4-х колесных отечественных и зарубежных универсально-пропашных тракторов в хлопководстве, а также обзор и анализ их конструкций показал необходимости совершенствование конструкции их передних мостов из-за ряда их существенных недостатков [4].

Как известно, существует два варианта размещения передних колес универсально-пропашного трактора: расставленные колеса (например, трактор ТТЗ-80.10) и одно переднее колесо (например, трактор ТТЗ-80.11). Как уже было отмечено в зоне хлопководства предпочтение отдается последнему варианту из-за его высокой агротехнической проходимости. Однако тракторы этого типа имеют существенные специфические недостатки, устранение которых требует перехода к применению в хлопководстве 4-х колесного трактора за счет повышения их эксплуатационных свойств.

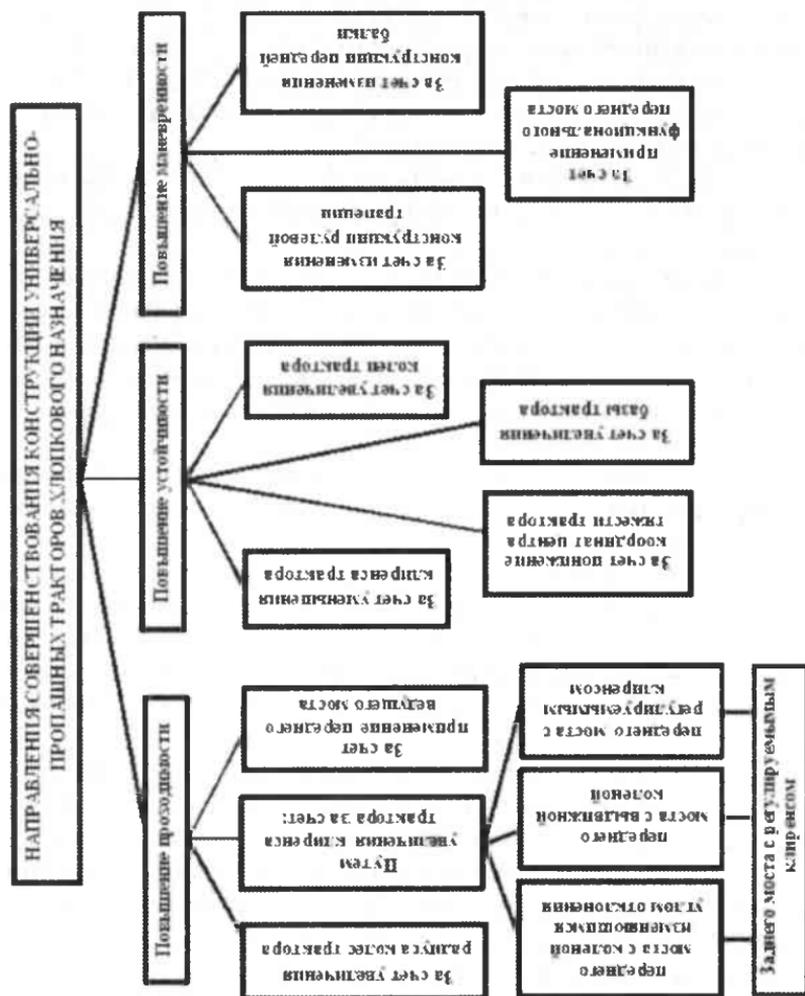


Рис.1.32. Основные направления исследований

Для устранения недостатков серийных хлопководческих тракторов дальнейшее совершенствование их конструкции с учетом перспективы должны быть проведены в направлениях, включающие в себя решения следующих задач:

- повышение устойчивости и агротехнической проходимости 4-х колесного универсально-пропашного трактора за счет обеспечения без применения дополнительных монтируемых и демонтируемых устройств возможности изменения клиренса трактора в зависимости от вида выполняемых работ;

- повышение тяговой возможности универсально-пропашного трактора путем перехода на полно приводной вариант за счет применения переднего ведущего моста;

- достижение равномерного распределение массы навешиваемых машин-орудий на передние и задние мосты трактора за счет перехода от традиционной задненавесной системы агрегатирования машин-орудий на комбинированную систему агрегатирования, т.е. навешивать машин-орудий на трактор как сзади, так и спереди, при необходимости также по бокам;

- минимизировать радиус поворота 4-х колесного универсально-пропашного трактора за счет совершенствования конструкции рулевого привода.

Для решения среди поставленных задач вопросов повышения агротехнической проходимости, устойчивости и маневренности универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения как у нас в республике, так и за рубежом проводятся НИР и ОКР по нескольким направлениям, которые представлены схематично на рис. 1.32.

Сформулированные направления совершенствования конструкции универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения включают в себе изысканий новых идей и разработок, а также технических решений по совершенствованию конструкции передних и задних мостов трактора с целью повышение его маневренности, агротехнической проходимости и устойчивости.

При этом за основу берутся специфические требования и особенности возделывания хлопчатника и сопутствующих ему культур, а также необходимость непрерывного использования трактора в течение года, включая межсезонный период с ноября по март месяцы.

Следует также отметить то, что нынешние структурные особенности аграрного сектора республики (небольшие размеры карт, возделывание различных видов культуры, многоукладность формы собственности и т.д.) и сложившиеся в республике экономические условия заставляют сельскохозяйственных товаропроизводителей переходить на новые методы ведения хозяйств и ориентироваться на сокращение численности парка машин за счет универсализации. Особенно это наглядно отслеживается в совмещении объемов транспортных работ с полевыми работами на один и тот же трактор, не используя для этих работ отдельно транспортного и пропашного тракторов. В решении этой и другой подобной к этой задаче проблем, создание 4-х колесного универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом и высокой маневренностью нашло бы свое бесспорное применение, и позволило бы решить вопросы внедрения в сельскохозяйственном производстве широкозахватных машинотракторных агрегатов, существенно повышающих производительности труда.

Глава 2

Повышение проходимости хлопководческих универсально-пропашных тракторов

- 2.1. Общие сведения
- 2.2. Анализ перспективных конструкций и выбор переднего моста для компоновки хлопководческого универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом
- 2.3. Анализ конструкции и выбор заднего моста для компоновки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом
- 2.4. Компоновка универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

ГЛАВА 2.

Повышение проходимости хлопководческих универсально-пропашных тракторов

2.1. Общие сведения

Универсально-пропашные тракторы во время работы движется в основном по естественной поверхности почв. Они наиболее чувствительны к изменениям почвенных условий, и имеют весной и осенью на рыхлых и влажных почвах столь низкий КПД, что в ряде случаев оказываются неэффективными вследствие плохой проходимости.

Проходимость универсально-пропашного трактора – это его способность выполнять технологические процессы на требуемом агротехническом уровне в различных природных и почвенно-климатических условиях.

В общем, понимание проходимость универсально-пропашного трактора характеризуется средним давлением колес на почву, дорожным просветом, колеей, наименьшим радиусом поворота, а применительно хлопководству, дополнительно агротехническим просветом, защитной зоной и абрисом [39].

От проходимости универсально-пропашного трактора зависит агротехническое качество выполняемых машинотракторным агрегатом технологических процессов. Так, при обработке междурядий посевов хлопчатника и других пропашных культур, дефолиации и десикации, уборке урожая надо, чтобы повреждения растений и сбивание плодоземелентов выступающими частями контура трактора были исключены, т.е. трактор должен иметь агротехническую проходимость.

Под агротехнической проходимостью понимают способность трактора двигаться в междурядьях без повреждения растений.

Агротехнический просвет универсально-пропашных тракторов это расстояние по вертикали от опорной поверхности до наименее удаленных от нее элементов конструкции трактора над рядками.

Дорожный просвет трактора – это наименьшее расстояние по вертикали от опорной поверхности до элементов конструкции трактора без учета тягово-сцепного устройства.

Проходимость универсально-пропашного трактора в междурядьях посевов хлопчатника зависит в основном от двух основных показателей: защитных зон и агротехнического просвета. Поэтому в качестве показателя для оценки проходимости трактора в междурядьях применяют защитную зону. Наиболее полно проходимость в междурядьях определяется абрисом проходимости.

Защитная зона это расстояние по горизонтали от середины рядка до ближайших частей движителя трактора и она зависит от колеи, ширины колес и выступающих частей конечных передач от контура движителя внутрь и наружу (рис.2.1).

Достаточные размеры защитных зон обеспечивают сохранность корневой и наземной части растений при проходе тракторного агрегата, а также уменьшают потери урожая.

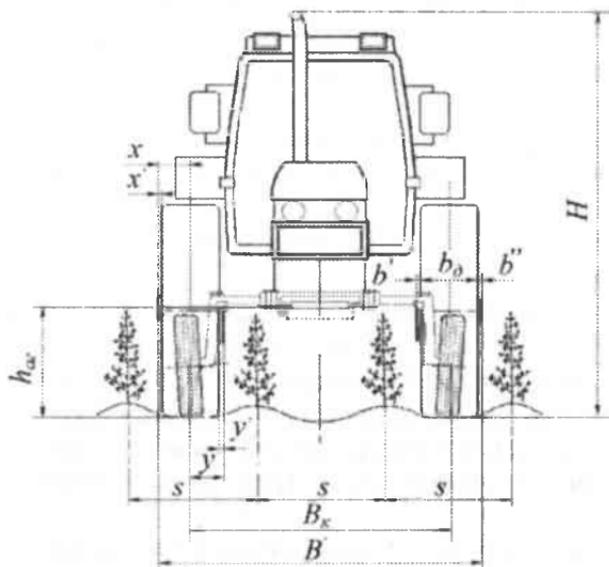


Рис.2.1. Схема к определению защитных зон трактора

Оптимальные защитные зоны соответствуют симметричному расположению колес трактора относительно междурядий. При таком условии размеры защитных зон согласно рис.2.1 и после несложного преобразования в соответствии с работой [39] будут:

– внутренняя

$$y = \frac{(s - b_0) + (B_k - sn)}{2} - b' \quad (2.1)$$

– внешняя

$$x = \frac{(s - b_0) - (B_k - sn)}{2} - b'' \quad (2.2)$$

где B_k – ширина колеи, м;

b_0 – ширина колес, м;

s – размер междурядья, м;

n – число рядков, проходящих под трактором;

b' , b'' – размеры соответственно выступающих частей конечных передач от контура колеса внутрь или наружу, м.

Для прохождения трактора в междурядьях хлопчатника и других пропашных культур, кроме просвета, большое значение имеет абрис проходимости трактора.

Абрис проходимости это часть контура поверхности трактора в проекции на вертикальную поперечную плоскость, которым трактор вписывается между растениями.

Таким образом, агротехническая проходимость определяется способностью трактора проходить в междурядьях растений, над ними без их повреждения. Основными показателями достаточной проходимости являются агротехнический просвет и абрис проходимости при выполнении обязательного условия – сохранности защитных зон.

Если защитная зона зависит от колеи, ширины колес и выступающих частей конечных передач от контура движителя внутрь и наружу, то агротехнический просвет и абрис проходимости главным образом зависит от исполнения клиренса трактора, как по переднему, так и по заднему мосту. Для обеспечения хорошей проходимости передний и задний мосты трактора выполняют высококлиренсными.

Перспективные конструкции переднего и заднего мостов трактора с регулируемым клиренсом должны в себе максимально во-

плотить все положительные стороны известных их аналогов, но и в то же время не должны иметь их недостатков.

2.2. Анализ перспективных конструкций и выбор переднего моста для компоновки хлопководческого универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

2.2.1. Основные конструктивные требования к передним мостам универсально-пропашных тракторов

На 4-х колесных универсально-пропашных тракторах классов 0.6 – 2.0, передние мосты в основном выполняют низкоклиренсным, и, они состоят из телескопических сопряженных труб, позволяющих изменять ширину колеи и Г-образных поворотных цапф, обеспечивающих повышенный дорожный просвет [36].

На переднем мосту устанавливаются направляющие колеса независимо от вида клиренса с условием обеспечения устойчивого прямолинейного движения, легкости поворота трактора, качения колес с минимальной затратой мощности, минимального износа шин и отсутствия колебаний. Для обеспечения данного условия направляющие колеса и поворотные цапфы переднего моста трактора устанавливают под определенными углами [23] относительно продольной, поперечной и горизонтальной плоскостям (рис.2.2). К ним относятся:

- боковой наклон (развал) колеса к дороге под углом $\gamma_p = 1,5 - 4^\circ$, делается для того, чтобы компенсировать износ в шарнирах и подшипниках, а также деформацию деталей за счет уменьшения плеча обката $a_{об}$ и, следовательно, момента, необходимого для поворота колеса;

- сходимость колес (разность расстояния между колесами спереди B_1 и сзади B_2 , обычно 2 – 8 мм). Колеса, установленные с развалом, стремятся повернуться в сторону наклона, что вызывает проскальзывание и износ шин. Для устранения этого явления и вводится сходимость колес – угол δ_c ;

- боковой наклон шкворня поворотной цапфы под уклоном $\beta_6 = 6 - 8^\circ$ делается для того, чтобы получить стабилизирующий мо-

мент, возвращающий колесо в продольную плоскость при отклонении (за счет подъема передней части трактора при обкатывании колеса вокруг наклонного шкворня) и уменьшить плечо обкатки. Это улучшает устойчивость прямолинейного движения и уменьшает момент, необходимый для поворота колеса;

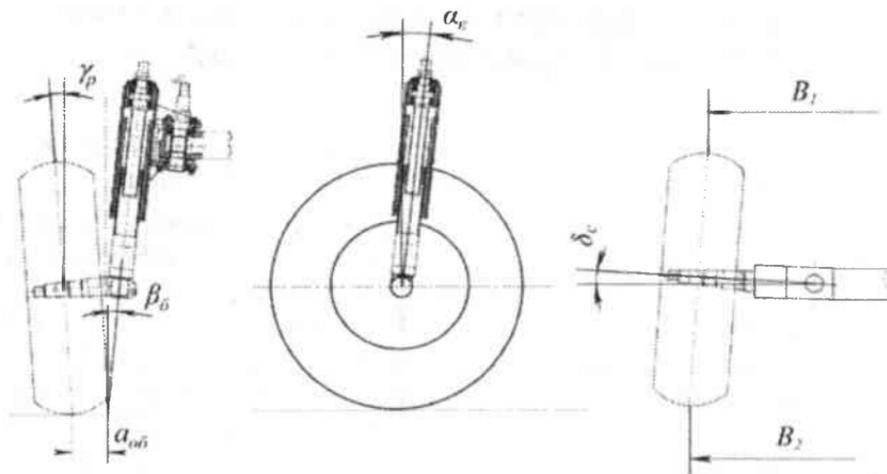


Рис. 2.2. Углы установки передних управляемых колес

– наклон шкворня в продольной плоскости под углом $\alpha_n = 2 - 3^\circ$ делается для получения стабилизирующего момента от боковых реакций почвы, улучшающего устойчивость прямолинейного движения. Наклон шкворня в продольной оси обеспечивается в основном наклоном всего корпуса трактора (подъем передней части).

Углы γ_p , β_u , α_n обеспечиваются конструкцией моста и не регулируются. Регулируется лишь сходимость колес δ_c изменением длины поперечных рулевых тяг.

Вышеперечисленные параметры передних мостов направлены на улучшение управляемости трактора и, соответственно МТА. Однако из-за существующих кинематических и динамических параметров хлопковых МТА происходит отчуждение значительной части посевных площадей на разворотные полосы, нанося ощутимый ущерб экономике хозяйств-производителей в условиях хозрасчетных, арендных и фермерских хозяйств.

2.2.2. Основные направления совершенствования конструкции передних мостов хлопководческих универсально-пропашных тракторов

Проведенные литературно-патентные исследования показывают, что такие эксплуатационные качества универсально-пропашного трактора как агрегатирование, устойчивость, проходимость и поворотливость МТА составленного на базе этого трактора во многом зависит от совершенства выбранной конструкции его переднего моста.

Опираясь на выявленные в ходе литературно-патентных исследований преимущества и недостатков известных конструкции передних мостов универсально-пропашных тракторов в СКБ «Трактор» по результатам НИР и ОКР были разработаны ряд его новых конструкции [40-46]. Среди них с точки зрения повышения агротехнической проходимости четырехколесного универсально-пропашного трактора наибольший интерес представляют следующие разновидности конструкции передних мостов:

- передний мост с функциональным механизмом поворота;
- передний мост с коленой изменяющимся углом отклонения;
- передний мост с выдвижным коленом;
- передний мост с бесступенчато регулируемым клиренсом.

Для выбора среди перечисленных наиболее приемлемой конструкции переднего моста для компоновки хлопководческого универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом ниже проводим всесторонний анализ с определением преимущества и недостатков их конструкции.

2.2.3. Передний мост с функциональным механизмом поворота

В СКБ «Трактор» проведены работы по созданию универсально-пропашного трактора (рис.2.3), снабженного высококлиренсным, высокоманевренным передним мостом с функциональным механизмом поворота [45, 46].

Основу конструктивного исполнения этих мостов и их механизмов составляет:

а) сменные вилки с колесами для тракторов с колесной формулой 4К2 и вилки с гидроприводом колес для тракторов 4К4;

б) механизм поворота колес, позволяющий осуществлять две функции управления трактором:

– поворот колес по традиционной схеме для движения трактора в транспортно-рабочем режиме;

– поворот колес в противоположные направления для разворота трактора на месте при наличии гидравлического дифференциального механизма поворота;

в) адаптация и включение в общую гидравлическую схему трактора гидравлического дифференциального механизма поворота, работающего в увязке с режимами работы гидропривода рулевого управления.



Рис.2.3. Универсально-пропашной трактор, снабженный функциональным передним мостом

Общим для всех технических решений является мост portalного типа (рис.2.4), выполненный в виде круглой балки 1, состоящей из двух полубалок соединенных корпусом 2 и со шкворнями 3 поворотных вилок 4 по торцам для установки переднего правого «ПП» и левого «ПЛ» управляемых колес. При этом передний мост выполнен с возможностью поперечного качания на оси 5 кронштейна 6, установленного на переднем брус 7 трактора.

Поворотные вилки устанавливаются при использовании бесприводных передних управляемых колес, т.е. когда колеса вращаются за счет сцепления с почвой без активного привода.

На передней балке 1 переднего моста установлены два гидроцилиндра поворота 8 и 9, связанные через рычаги 10 и 11 с валами 12 поворотных вилок.

Особенностью механизма поворота является конструкция поперечной тяги, которая выполнена из двух телескопически соединенных полутяг 13 и 14, имеющих возможность блокировки и разблокировки их перемещение относительно друг друга. Полутяги, изготовлены из труб различных диаметров так, что полутяга с меньшим диаметром 14 телескопически входит в полутягу с большим диаметром 13 с возможностью перемещения относительно друг друга. На полутягах 13 и 14 поперечной тяги жестко смонтированы два гидроцилиндра 15 с гидравлическими замками 16 для блокировки и разблокировки их перемещении относительно друг друга.

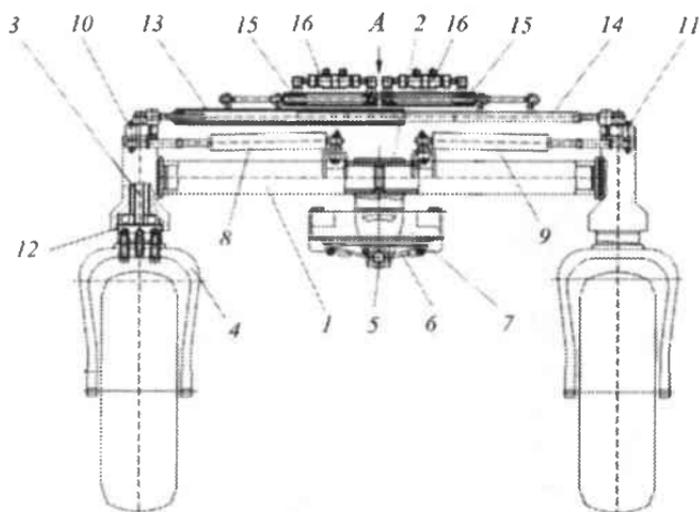


Рис.2.4. Функциональный передний мост, снабжённый механизмом управления с разрезной поперечной тягой

При состоянии блокировки двух полутяг 13 и 14 поперечная тяга занимает положение, соответствующее транспортно-рабочему режиму движения трактора, а при состоянии разблокировки двух полутяг 13 и 14 – режиму разворота трактора на месте или вокруг центра задней оси.

Для передних управляемых колес с активным приводом устанавливается по осям шкворней 3 вал 17 с коленами 18 снабженной цапфой 19. На цапфах посажены переднее правое «ПП» и левое «ПЛ» управляемые колеса.

Вилки для передних управляемых колес без активного привода или цапфы для колес с активным приводом устанавливаются по осям шкворней 3.

Поворот универсально-пропашного трактора снабженного функциональным передним мостом (рис.2.5) происходит следующим образом.

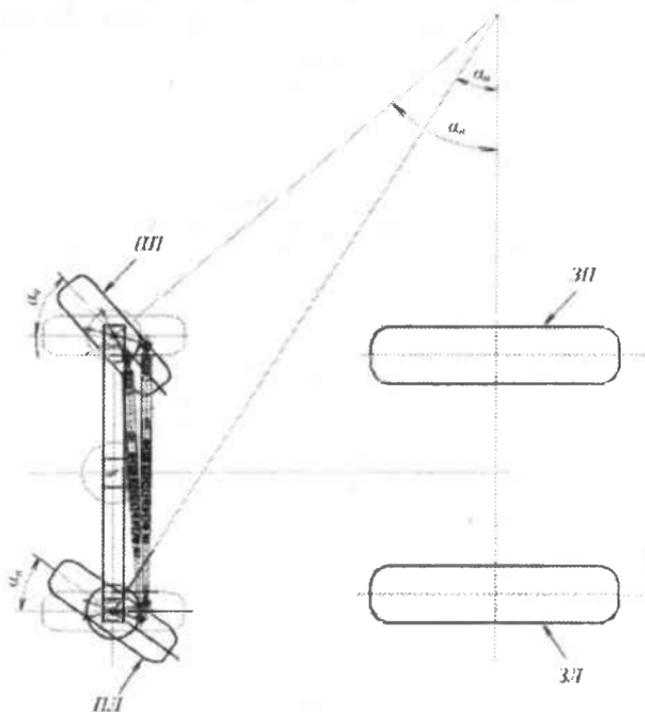


Рис.2.5. Схема поворота направляющих колес в транспортно-рабочем режиме

Для приведения поперечной тяги в положение, соответствующее транспортно-рабочему режиму движения трактора, рабочая жидкость от насоса через гидрораспределитель и через гидрозамки 16 поступает в штоковые полости гидроцилиндров 15. Под

действием давления жидкости поршни гидроцилиндров 15 втягивают штоки и перемещают соединенные со штоками телескопически соединенных полутяг 13 и 14. При этом штоковые полости поворотных гидроцилиндров 8 и 9 соединены через гидрораспределитель со сливом.

Величина перемещения телескопически соединенных полутяг 13 и 14 ограничивается длиной хода поршня гидроцилиндров 15. После выработки хода поршнями гидроцилиндров 15, полутяги 13 и 14 блокируются в единую целую тягу гидрозамками 16. Длина заблокированной поперечной тяги равна сумме величин перемещений двух телескопически соединенных полутяг, т.е. сумме длин ходов поршней гидроцилиндров. При таком блокировании полутяг 13 и 14 механизм поворота работает как обычная рулевая трапеция.

Для поворота универсально-пропашного трактора направо машинист-оператор поворачивает рулевое колесо направо и притормаживает правое заднее колесо «3П». При этом гидроцилиндры 8 и 9 посредством рычагов 10 и 11 поворачивают полутяги 13 и 14, и вместе с ними и шкворень 3 переднего управляемого колеса «ПК» по часовой стрелке. В свою очередь вал 12 с вилкой 4 связанный со шкворнем поворачивают передние управляемые колеса на правую сторону, и трактор поворачивается вокруг заторможенного (внутреннего относительно внешней окружности траектории движения трактора) правого заднего колеса.

Поворот трактора налево осуществляется точно по такой же последовательности, но в обратном направлении при заторможенном левом заднем колесе «3Л».

При крутом развороте трактора на месте с минимальным радиусом, поворот передних управляемых колес производится в противоположные направления (рис.2.6). В таком режиме работы механизм поворота работает не как обычная рулевая трапеция.

Для поворота трактора на месте, особенно на фоне пахоты, необходимо дополнительное тяговое усилие. Для получения дополнительного тягового усилия необходимо осуществить активизацию заднего моста в процессе поворота. Так как при развороте трактора на месте, задние колеса должны вращаться в разные стороны, создавая дополнительное тяговое усилие в направлении поворота. Для этой цели трактор снабжается гидравлическим дифференциальным механизмом поворота (ГМДП).

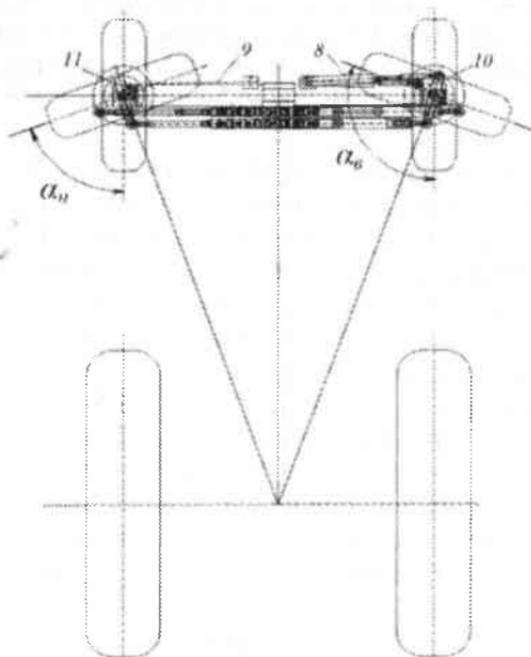


Рис.2.6. Схема поворота направляющих колес при разворотах вокруг центра заднего моста

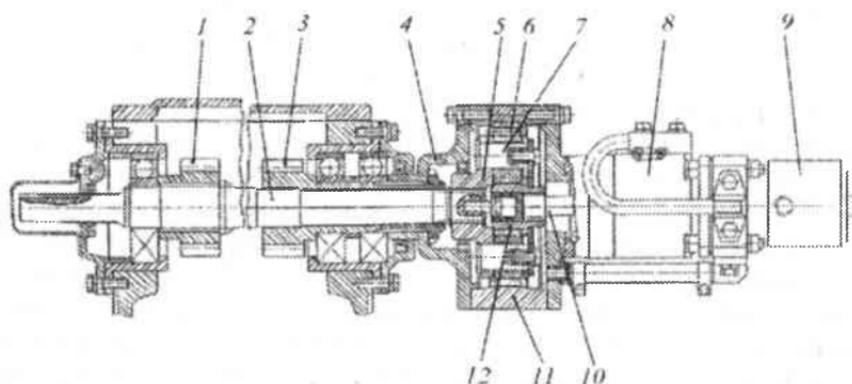


Рис.2.7. Гидравлический дифференциальный механизм поворота: 1 и 3 – зубчатые колеса; 2 – карданный вал; 4 – ступица; 5 – водило; 6 – сателлиты; 7 – ось сателлита; 8 – гидромотор; 9 – золотниковый механизм; 10 – коронная шестерня; 11 – солнечная шестерня

ГДМП (рис. 2.7) состоит из зубчатых колес 1 и 3, карданного вала 2, ступицы 4, водило 5, сателлитов 6, оси сателлита 7, гидромотора 8, золотникового механизма 9, коронной шестерни 10 и солнечной шестерни 11.

При движении по прямой линии гидромотор 8, управляемый от основного распределителя трактора, не включен. При этом зубчатые колеса 1 и 3 и полуоси конечных передач соединяются в единую жесткую систему и дифференциал блокируется.

При включении гидромотора рукояткой гидрораспределителя трактора, зубчатые колеса 1 и 3 начинают вращаться с разными скоростями, трактор, соответственно, разворачивается вокруг одного из ведущих задних колес. При расторможенных задних колесах за счет включения специальной передачи задние колеса, вращаясь в разных направлениях, разворачивают трактор на месте влево или вправо, в зависимости от того, в какую сторону будет переключен гидромотор. При включении дополнительно стояночного тормоза, трактор разворачивается вокруг центра оси заднего моста, т.е. на месте.

В гидромоторе 8 карданный вал 2 непосредственно соединен с солнечной шестерней 11 планетарного редуктора, установлен золотниковый механизм 9, золотник которого жестко связан с корпусом гидромотора и коронной шестерней редуктора 10, с возможностью вращаться как одно целое, а корпус установлен на золотнике с возможностью оставаться неподвижным.

Золотниковый механизм 9 связан двумя напорно-сливными гидролиниями с одной из секций гидрораспределителя гидросистемы трактора, и дренажной гидролинией с масляным баком трактора. Рабочая жидкость под давлением поступает по одной из гидролиний к золотниковому механизму.

По системе каналов золотника рабочая жидкость поступает к камерам переменного объема ротора гидромотора, принуждая его совершать орбитальное движение вокруг оси статора с некоторым эксцентриситетом, одновременно вращаясь вокруг собственной оси в обратном направлении движению по орбите. Из камер с противоположной стороны, где объем сокращается, отработанная жидкость вытесняется зубьями ротора через каналы золотникового механизма в сливную гидролинию. Через карданный вал гидромотора, солнечную шестерню 11, карданный вал 2, шестерню 1 в

одном направлении вращается одно заднее колесо трактора. Через сателлиты 6, коронную шестерню 10, шестерню 3 другое заднее колесо трактора вращается в противоположную сторону. При соответствующей установке направляющих колес переднего моста (с общим углом 180°) трактор разворачивается на месте.

При перемене направления подачи рабочей жидкости к ГДМП при помощи тракторного гидрораспределителя, трактор разворачивается в противоположную сторону.

При включении дополнительно стояночного тормоза, трактор разворачивается вокруг центра оси заднего моста, т.е. на месте.

И так при необходимости совершить поворот с малым радиусом или разворот на месте вокруг центра заднего моста тяги разъединяются, передние правое и левое управляемые колеса разворачиваются в разные стороны, включается ГДМП (с торможением или без торможения задних колес), который начинает вращать задние ведущие колеса в разные стороны. Это происходит следующим образом.

При движении по прямой линии гидромотор 27, управляемый от основного распределителя трактора, не включен. При этом зубчатые колеса 20 и 21 и полуоси конечных передач соединяются в единую жесткую систему и дифференциал блокируется.

В режиме бортового разворота (разворота трактора на месте) рабочая жидкость посредством распределителя и гидрозамков 16 подается в поршневые полости гидроцилиндров 15. При этом открываются клапаны гидрозамков 16. Штоковые полости гидроцилиндров 15 и поршневые полости гидроцилиндров поворота 8 и 9 соединяются со сливом. В результате этого телескопически соединенные полутяги 13 и 14 разблокируются. Под действием давления жидкости поступающей в поршневые полости гидроцилиндров поршни выдвигают штоки и раздвигают соединенные с ними полутяги 13 и 14. Через рычаги 10, 11 полутяги 13 и 14 поворачивают шкворни 3 смонтированными на них вилками 4 с передними управляемыми колесами. Величина перемещения полутяг 13 и 14 соответствует повороту передних управляемых колес на 70° и ограничивается длиной хода поршня. При этом происходит поворот переднего правого и левого управляемых колес в противоположные направления.

При крутом развороте направо при заторможенном правом заднем колесе «3П» посредством гидрозамков 16 полутяги 13 и 14

разблокируются. Из-за разблокировки полутьг *13* и *14* целостность рулевой трапеции нарушается, и поршни, под действием давления жидкости, поступающей в поршневые полости гидроцилиндров поворота *8* и *9*, выдвигают штоки и раздвигают соединенные с ними полутьги *13* и *14*. Полутьги *13* и *14* через рычаги *10*, *11* поворачивают шкворни *3* с монтированными на них вилками с передними управляемыми колесами. В результате правое «ПП» и левое «ПЛ» передние управляемые колеса поворачиваются в разные стороны так, что углы отклонения от оси симметрии трактора переднего управляемого левого колеса «ПЛ» доходят до 70° , а правого колеса «ПП» – до 110° . При этом рабочая жидкость под давлением поступает по одной из гидролиний к золотниковому механизму. При включении гидромотора *27* рукояткой гидрораспределителя трактора, зубчатые колеса *20* и *21* начинают вращаться с разными скоростями. При расторможенных задних колесах за счет включения такой специальной передачи задние колеса, вращаясь в разных направлениях, разворачивают трактор на месте влево или вправо, в зависимости от того, в какую сторону будет переключен гидромотор. При этом происходит крутой разворот трактора вокруг заторможенного правого «ЗП» или левого «ЗЛ» заднего колеса или на месте вокруг центра расстояния между задними колесами при заторможенном стояночном тормозе и расторможенных задних колесах.

После разворота трактора на месте оператор посредством гидросистемы управления механизмом поворота приводит поперечную тягу в положение, соответствующее транспортно-рабочему режиму движения трактора.

Во всех этих процессах ГМДП работает следующим образом.

По системе каналов золотника рабочая жидкость поступает к камерам переменного объема ротора гидромотора *27*, принуждая его совершать орбитальное движение вокруг оси статора с некоторым эксцентриситетом, одновременно вращаясь вокруг собственной оси в обратном направлении движению по орбите. Из камер с противоположной стороны, где объем сокращается, отработанная жидкость вытесняется зубьями ротора через каналы золотникового механизма в сливную гидролинию. Через карданный вал *29* гидромотора, солнечную шестерню *31*, карданный вал *22*, шестерню *20* в одном направлении вращается одно заднее колесо трактора.

Через сателлиты 25, коронную шестерню 30, шестерню 21 другое заднее колесо трактора вращается в противоположную сторону. При соответствующей установке переднего правого и левого колес переднего моста (с общим углом 180°) трактор разворачивается на месте.

При перемене направления подачи рабочей жидкости к ГДМП при помощи тракторного гидрораспределителя, трактор разворачивается в противоположную сторону.

После разворота трактора на месте гидросистема управления механизмом поворота приводит поперечную тягу в положение, соответствующее транспортно-рабочему режиму движения трактора.

Таким образом, при использовании универсально-пропашного трактора на транспортных работах, где нет необходимости крутого разворота и для поворота трактора достаточно только отклонение передних управляемых колес относительно оси шкворней 3, то поворот колес осуществляется по традиционной схеме для движения трактора в транспортно-рабочем режиме. При этом угол поворота внутреннего переднего управляемого колеса достигает до 49° , а наружного колеса – до 36° .

При использовании универсально-пропашного трактора на междурядной обработке посевов хлопчатника и других технических культур, где необходим крутой разворот трактора, поворот передних управляемых колес осуществляется в противоположные направления для разворота трактора на месте с минимальным радиусом поворота. В данном варианте угол поворота наружного переднего управляемого колеса трактора достигает до 70° , внутреннего – до 110° против $50\text{--}55^\circ$ у лучших зарубежных образцов. В этом и состоит основное отличие и преимущество разработанного в СКБ «Трактор» универсально-пропашного трактора перед его известными аналогами.

Несмотря на ряд преимуществ функциональные передние мосты из-за сложности конструкции и большой массы, а также из-за невозможности их перевода от высококлиренсного на низкоклинренсное положение не нашли в хлопководстве широкого применения.

2.2.4. Устройство, принцип работы и анализ конструкции переднего моста с коленой изменяющимся углом отклонения

В отличие от предыдущего, передний мост с коленой изменяющимся углом отклонения, хотя уступает по поворотливости, но имеет ряд преимуществ: его можно использовать как в низкоклинренном так и высококлинренном положении, перевод с одного клиренса на другой осуществляется без дополнительных монтажных узлов и агрегатов, он прост по конструкции и имеет сравнительно небольшую массу [40, 42, 47].

Данный передний мост (рис.2.8) порталного типа с подрессоренной поворотной цапфой и переменной колеей ведомых управляемых колес, и состоит из трубчатой стальной балки 1, шарнирно соединенный с передним брусом 2 полурамы осью 3 с возможностью качения относительно этой оси в поперечной плоскости.

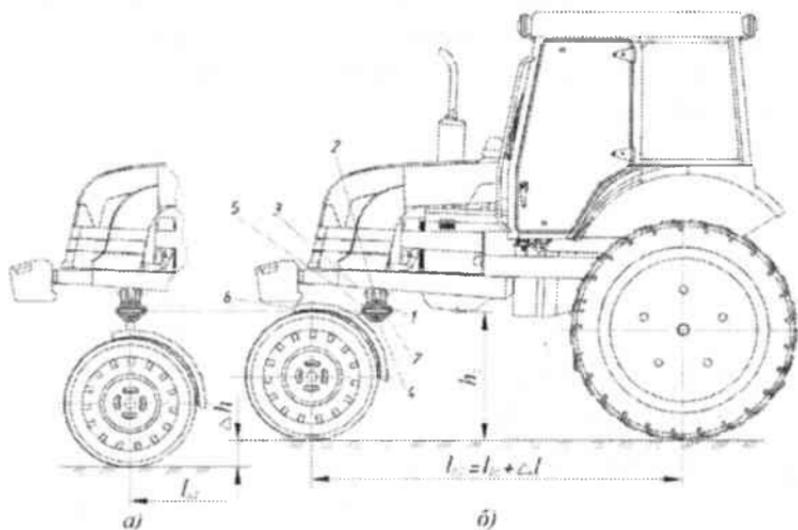


Рис.2.8. Универсально-пропашной трактор, снабженный передним мостом с изменяющимся углом отклонения колены в высококлинренном (а) и низкоклинренном (б) положениях

С обеих сторон трубчатую стальную балку 1, концы которой являются неразрезными, вставлены выдвижные кулаки, выполненные в виде полых Г-образных труб 4, имеющие сквозные отвер-

стия 5 для регулирования ширины колеи и поворота колени 6, в которые установлены фиксаторы 7.

Наружному концу Г-образной полой трубы приварены кронштейн 8 с фланцем 9, к которой болтами 10 закрепляется фланец 11 кронштейна 12 выдвигного кулака. Во втулках кронштейна 12 выдвигного кулака посажена поворотная цапфа, состоящая из шкворня 13 и полуоси 14 управляемого колеса 15. Для индивидуального подрессоривания управляемое колесо 15 имеет пружину 16, расположенную в кронштейне 12 выдвигного кулака. К наружному торцу шкворня 13 закреплен рычаг 17 поворота управляемых колес 15. Управляемые колеса 15 посредством радиально-упорных роликовых подшипников 18 посажены на полуоси 14.

Во время работы трактора нагрузка от остова трактора через кронштейн 12 и пружин 16 передается на полуоси 14 поворотных цапф и далее через радиально-упорные роликовые подшипники 18 – на передние управляемые колеса 15.

Изменение дорожного просвета и длины базы достигаются за счет поворота и фиксации фиксатором 7 колени 6 вперед на угол α_1 (рис.2.7, а) или назад на угол α_2 , а также взаимной перестановки фланцев 9 и 11.

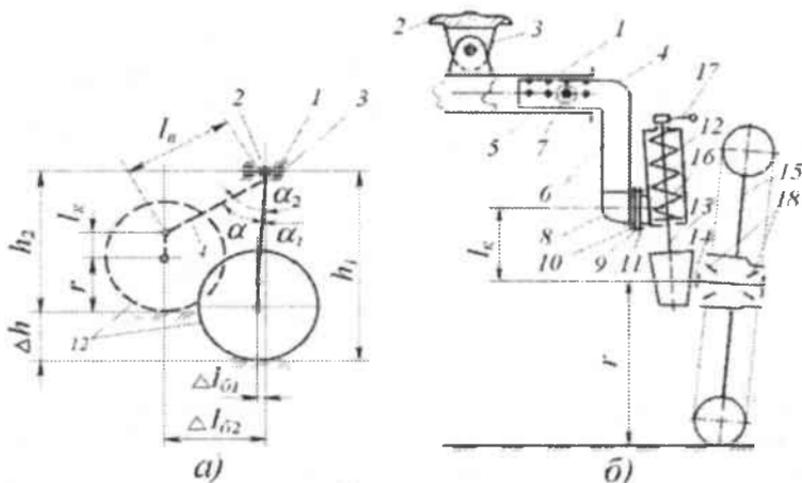


Рис.2.9. Расчетная схема (а) и устройство (б) переднего моста с коленой изменяющимся углом отклонения

Так, например, при использовании трактора на транспортных работах колено 6 Г-образной поллой трубы 4 (рис.2.9, б) устанавливается относительно вертикали под углом α_1 (рис.2.9, а), и в отверстие 5 вставляется фиксатор 7.

При этом фланцы 9 и 11 также поворачиваются и фиксируются болтовым соединением 10 относительно друг друга на угол α_1 , определяемый из выражения

$$\alpha_1 = \arccos \frac{h_1 - r_1 - l_k}{l_g}, \quad (2.3)$$

где α_1 – угол установки фиксированного положения кулака при работе трактора на транспортных работах, градус,

h_1 – дорожный просвет при работе трактора на транспортных работах, м,

l_k – расстояние от оси фланца крепления кулака к фланцу Г-образной колени внутренней трубы до полуоси поворотных цапф, м,

r_1 – радиус переднего управляемого колеса, м,

l_g – длина Г-образной колени внутренней трубы, м.

В этом случае дорожный просвет трактора h_1 будет минимальной, а база трактора l_g максимальной, т.е. $l_{g1} = l_k + \Delta l_1$, где l_k – расстояние между осями вращения колес заднего моста и трубчатой стальной балки переднего моста, Δl_1 и Δl_2 – величина изменения базы, соответственно, при низко- и высококлиренсном положениях трактора. Это обеспечивает устойчивость трактора на поворотах и исключает галопирование трактора на повышенных скоростях движения.

При использовании универсально-пропашного трактора на междурядной обработке посевов хлопчатника и других технических культур колено 6 Г-образной поллой трубы 4 устанавливается относительно вертикали под углом α_2 и в отверстие 5 вставляется фиксатор 7. При этом фланцы 9 и 11 также поворачиваются и фиксируются болтовым соединением 10 относительно друг друга на угол

$$\alpha_2 = \arccos \frac{h_2 - r_1 - l_k}{l_g}, \quad (2.4)$$

где α_2 – угол установки фиксированного положения кулака при работе трактора на междурядных обработках, градус,

h_2 – агрегатный просвет при работе трактора на междурядных обработках, м.

В этом случае дорожный просвет наряду с ним и агропросвет трактора h_2 будет максимальной, а база трактора l_0 минимальной $-l_{02} = l_0 + \Delta l_2$. Следовательно, трактор из-за достаточного агропросвета на междурядьях посевов движется без повреждения растений и без сбивания цветочек и плодоеlementов, а минимальная длина базы обеспечивает минимальный радиус поворота трактора на концах гона.

Угол фиксированного поворота Г-образного колена относительно оси телескопически сопряженных труб балки – α во время перевода трактора с низкоклиренсного на высококлиренсное положение определяется из следующего выражения

$$\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 = \arccos \frac{h_2 - r_1 - l_x}{l_x} - \arccos \frac{h_1 - r_1 - l_x}{l_x}. \quad (2.5)$$

Именно при таком исполнении переднего моста универсально-пропашного трактора появляется возможность изменения агропросвета в зависимости от вида выполняемой трактором работы. В этом и состоит основное отличие и преимущество четырехколесного универсально-пропашного трактора перед его известными аналогами.

Например, для настройки универсально-пропашного трактора снабженного передним мостом с коленой изменяющимся углом отклонения с транспортной работы на междурядную обработку посевов хлопчатника согласно (2.5) необходимо повернуть Г-образное колено на угол 50.36° .

Преимуществом данного переднего моста является то, что его конструкция позволяет одновременно с изменением клиренса существенно изменить длину базы трактора.

Недостатком данного трактора является как у предыдущих тракторов сложность конструкции переднего моста и то, что принятое на этом тракторе техническое решение позволяет изменять агротехнический просвет только в нескольких жестко фиксированных положениях, т.е. ступенчато. Кроме того процесс перехода с одного фиксированного положения в другое трудоемок и требует значительных затрат времени на демонтаж и монтаж кронштейна и на переустановку колена с одного положения на другой. Для пе-

ревода трактора с одного клиренса на другой обязательно требуется подъемное средство (домкрат, кран или др.).

2.2.5. Устройство, принцип работы и анализ конструкции переднего моста с выдвжной коленой

Этот передний мост (рис.2.10) порталного типа [43, 48], и он состоит из трубчатой стальной балки 1, шарнирно соединенный с передним брусом 2 полурамы осью 3 и может качаться относительно этой оси в поперечной плоскости. С обеих сторон трубчатую стальную балку 1, концы которой являются не разрезными, вставлены связанные с поворотной цапфой 4 выдвжные кулаки «К».

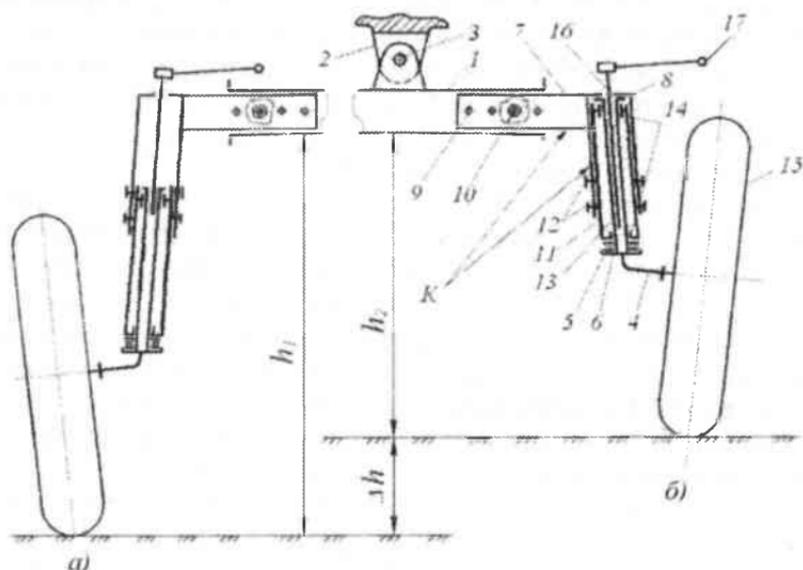


Рис.2.10. Схема переднего моста универсально-пропашного трактора с выдвжной коленой в высоко- (а) и низоклиренсном (б) положениях

Поворотная цапфа имеет возможности свободного поворота относительно выдвжного кулака «К», которая осуществляется посредством упорного подшипника 5 упирающегося с одной стороны к выдвжному кулаку, а с другой – к тарелке 6 поворотной цапфы. Каждый из выдвжных кулаков «К», выполнены из двух приваренных между собой Г-образной форме полых труб 7 и 8. Полая труба 7 телескопически сопряжена с трубчатой стальной

балкой 1 и имеют сквозные отверстия 9 для регулирования ширины колеи, в которые установлены фиксаторы 10, а другая полая труба 8 шарнирно связана с поворотной цапфой 4.

Для этого со стороны поворотной цапфы вовнутрь полой трубы 8 телескопически помещена труба 11, положение которой относительно полой трубы 8 фиксируется стопорными болтами 12. Внутри трубы 11 помещена шлицевая труба 13 свободно вращающаяся на втулках 14 и одним торцом жестко закрепленная к цапфе 4 направляющего колеса 15. При этом для облегчения поворота и фиксации вертикального перемещения шлицевая труба посажена на упорном подшипнике 5 упирающаяся с одной стороны к тарелке 6 жестко закрепленной к цапфе, а с другой корпусу трубы 11.

Размещенной внутри телескопически сопряженных труб 8, 11 шлицевой трубе 13 свободно помещен шлицевый вал 16, к наружному торцу которого закреплен рычаг 17 механизма поворота направляющего колеса 15. Шлицевой вал 16 вместе шлицевой трубой 13 выполняет функцию шкворни.

При использовании трактора на междурядных работах труба 11 перемещается в наружную сторону полой трубы 8 и фиксируется стопорными болтами 12. При выдвигении трубы 11 в наружную сторону (рис.1.9 а) относительно телескопически сопряженной с ней полой трубы 8, вместе с ним перемещается цапфа 4 с направляющим колесом 15, увеличивая тем самым агропросвет трактора, т.е. трактор становится высококлиренсным. При этом вместе с трубой 11 перемещается по шлицевому валу 16 и шлицевая труба 13, не прерывая связи рычага поворота 17 с цапфой 4 направляющего колеса 15. В результате чего агропросвет трактора будет максимальным (h_1), что обеспечивает движение трактора в междурядьях без повреждения растений и сбивания цветков и плодозлементов.

При использовании трактора на транспортных работах труба 11 перемещается до конца вовнутрь полой трубы 8 и фиксируется стопорными болтами 12. При этом вместе с трубой 11 перемещается по шлицевому валу 16 и шлицевая труба 13, не прерывая связи рычага поворота 17 с цапфой 4 направляющего колеса 15. В этом случае агропросвет трактора будет минимальным (h_2), что обеспечивает устойчивость трактора на поворотах.

Таким образом, применение, как предыдущего, так и этого технического решения на усовершенствованном универсально-

пропашном тракторе позволяет произвести изменения, как дорожного, так и агротехнического просвета, следовательно, без существенного конструктивного изменения его можно будет использовать как на транспортной, так и на междурядной обработке посевов хлопчатника и других высокорослых технических культур. При этом:

- за счет увеличения клиренса и уменьшения длины базы трактора с одной стороны достигается увеличение агротехнического просвета, следовательно, проходимости трактора, а с другой – уменьшение радиуса поворота, следовательно, ширины поворотной полосы, что имеет существенное значения при междурядных обработках посевов хлопчатника;

- за счет уменьшения клиренса и увеличения длины базы трактора повышается устойчивость трактора, что имеет немаловажное значение при выполнении транспортных работ.

Сравнительный анализ конструкции двух последних вариантов исполнения передних мостов показал, что передний мост с выдвигной коленой имеет ряд преимуществ перед передним мостом с изменяющимся углом отклонения колены. Главное из них он имеет возможность плавного изменения агропросвета в пределах установленного значения и на это затрачивается значительно меньше времени. Тогда как передний мост с изменяющимся углом отклонения колены выполнен позиционным и он имеет жестко фиксированную нижнюю и верхнюю позицию, соответственно фиксированный низкий и высокий клиренс. Кроме того перевод с одной позиции на другой и наоборот требует значительных затрат труда. Поэтому передний мост с выдвигной коленой имеет выигрышное положение по сравнению с предыдущим мостом. Но несмотря на это данный мост также имеет сложную конструкцию, и для перевода трактора с одного клиренса на другой обязательно требуется подъемное средство (домкрат, кран или др.).

2.2.6. Устройство, принцип работы и анализ конструкции переднего моста с бесступенчато регулируемым клиренсом

Для устранения недостатков предыдущих передних мостов в СКБ «Трактор» был разработан передний мост с бесступенчато регулируемым клиренсом [49, 50].

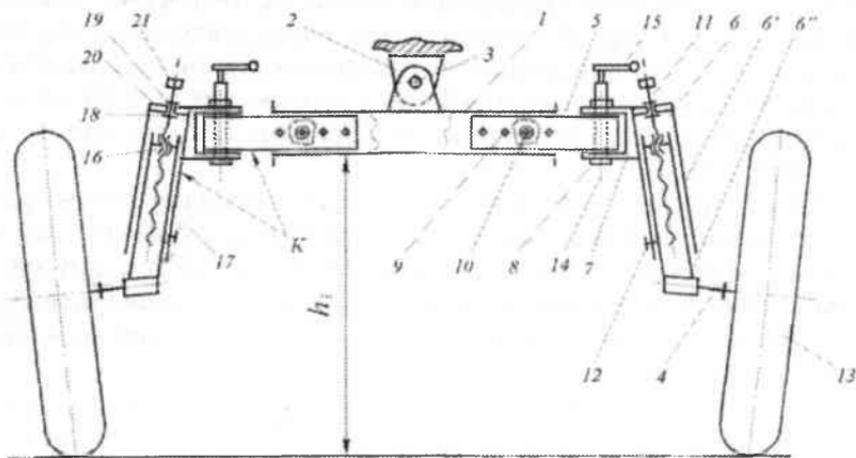


Рис.2.11. Передний мост с бесступенчато регулируемым клиренсом
в низоклиренсном положении

Этот передний мост состоит (рис.2.11) из трубчатой стальной балки 1, шарнирно соединенной с передним брусом 2 полурамы осью 3 и может качаться относительно этой оси в поперечной плоскости. С обеих сторон трубчатой стальной балки 1, концы которой являются не разрезными, вставлены связанные с поворотной цапфой 4 выдвижные кулаки «К», выполненные из двух 5 и 6 полых труб соединенных шарнирно между собой в Г-образной форме посредством кронштейна 7 и шарнира 8. Одна 5 из полых труб телескопически сопряжена с трубчатой стальной балкой 1 и имеет сквозные отверстия 9 для регулирования ширины колеи, в которые установлены фиксаторы 10, а другая полая труба 6 посредством кронштейна 7 и шарнира 8 шарнирно связана с первой 5 полый трубой. Полая труба 6 выполнена граненным (т.е. с поперечным сечением, имеющим треугольную, четырехугольную, квадратную или другую многогранную форму) и состоит из двух телескопически сопряженных частей 6' и 6'', связанных между собой винтовым механизмом 11, состоящим из ходового винта 17 и гайки 16. Положение двух частей полый трубы относительно друг друга фиксируется фиксатором 12. К нижнему торцу внутренней полый трубы 6'' закреплена поворотная цапфа 4 колеса 13. К кронштейну 7 по оси 14 шарнира 8 закреплён рычаг 15 рулевого управления.

Винтовой механизм как уже было сказано состоит из гайки 16, закрепленной во внутри внутренней части 6'' полый трубы 6 и ходового винта 17, упирающегося верхними жестко закрепленными к нему дисками 18 и 19, упирающимися к крышке 20 с двух сторон. Крышка закреплена с верхней торцевой стороны к наружной части 6' полый трубы 6. Поворот винта в ту или иную сторону осуществляется хвостовиком 21, нарезанным на торцевой части винта.

Поворотная цапфа 4 вместе с полый трубой 6 имеет возможности свободного поворота относительно шарнира 8, которая осуществляется посредством рычага рулевого управления закрепленной к кронштейну 7. Обе части 6' и 6'' полый трубы 6 вместе с винтовым механизмом 11 выполняют функцию шкворни.

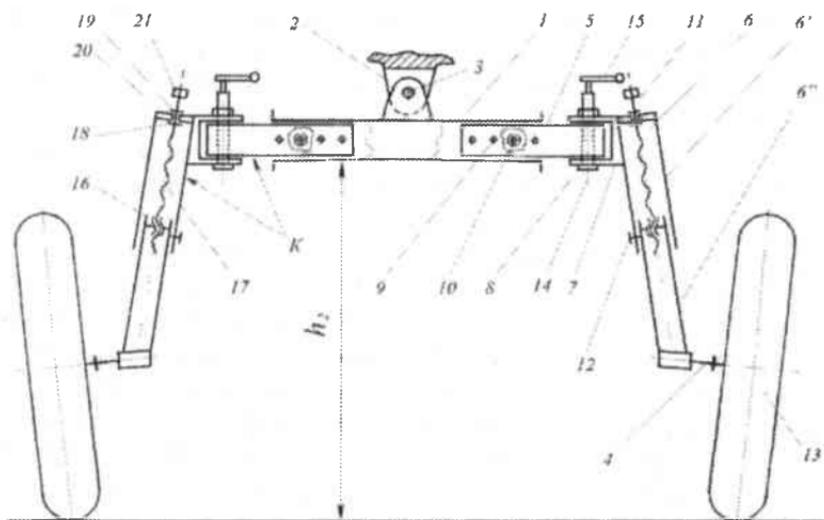


Рис. 2.12. Передний мост с бесступенчато регулируемым клиренсом в высококлиренсном положении

При использовании трактора на междурядных работах внутренняя часть 6'' полый трубы 6 посредством винтового механизма 11 перемещается в наружную сторону относительно наружной части 6' полый трубы 6 (рис. 2.12) до требуемого положения (в зависимости от высоты растения устанавливается требуемый агротехнический просвет) и фиксируется фиксатором 12. При этом вместе с внутренней частью 6'' полый трубы 6 перемещается в наружную

сторону и цапфа 4 с направляющим колесом 13. В результате чего агротехнический просвет трактора увеличивается до требуемого значения (h_2), что обеспечивает движение трактора без повреждения растений и сбивания её цветков и плодовых элементов.

При использовании трактора на транспортных работах внутренняя часть 6'' полой трубы 6 посредством винтового механизма 11 перемещается до конца вовнутрь относительно наружной части 6' полой трубы 6 и фиксируется фиксатором 12. При этом вместе с внутренней частью 6'' полой трубы 6 перемещается и цапфа 4 с направляющим колесом 13. В этом случае агротехнический просвет трактора будет минимальным (h_1), что обеспечивает устойчивость трактора на поворотах.

У данного переднего моста, связанная с поворотной цапфой полутруба шарнирно соединена с вставленной и фиксированной внутрь трубчатой стальной балки полутрубой, при этом связанная с поворотной цапфой полутруба выполнена из двух телескопически сопряженных и связанных между собой винтовым механизмом частей. Причем обе части полой трубы 6 вместе с винтовым механизмом 11 выполняют функцию шкворни поворотной цапфы. При таком исполнении переднего моста трактора появляется возможность бесступенчатого изменения дорожного (ровно также агротехнического) просвета в зависимости от вида выполняемой трактором работы. В этом и состоит основное отличие и преимущество данного переднего моста перед его известными аналогами.

Таким обзором, сопоставительный анализ различных конструкций передних мостов показал, что среди известных конструкции передний мост с бесступенчато регулируемым клиренсом имеет ряд преимуществ по сравнению с остальными как по технологическим, так и по эксплуатационным показателям. Причем за счет бесступенчатого изменения дорожного (ровно также агротехнического) просвета, следовательно, без существенного конструктивного изменения трактора и затрат труда его можно будет использовать как на транспортной, так и на междурядной обработке посевов хлопчатника и других технических культур. Эти преимущества послужили основанием для принятия его с некоторыми доработками как передний мост (рис.2.13) для компоновки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом.

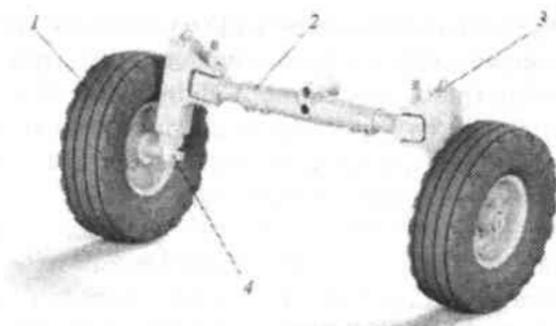


Рис.2.13. Общий вид переднего моста с регулируемым клиренсом: 1 – колесо; 2 – цапфа; 3 – винтовой механизм регулировки клиренса; 4 – балка

Доработка переднего моста с регулируемым клиренсом касался в основном изменения конструкции винтового механизма. В частности, винтовой механизм снабжен шарикоподшипниками, упорные диски заменены буртиком, отсутствуют фиксаторы и внесены ряд других конструктивных изменений.

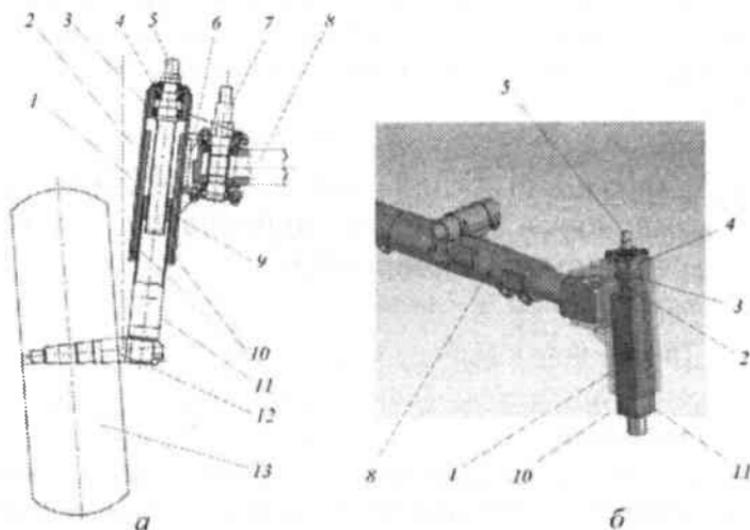


Рис.2.14. Вид в разрезе (а) и в аксонометрии (б) механизма регулировки клиренса переднего моста с регулируемым клиренсом

У принятого переднего моста с регулируемым клиренсом (рис.2.14) колесо выполнено телескопическим из труб I и II квад-

ратного сечения и оно снабжено винтовым механизмом изменения клиренса, позволяющий получать необходимый агротехнический просвет. Наружная труба посредством кронштейна 6 и оси-шкворни 7 шарнирно закреплена к балке 8 переднего моста. Для уменьшения трущихся поверхностей к сопрягаемым поверхностям труб попеременно приварены узкие пластинки 10.

В винтовой паре винтового механизма, состоящего из ходового винта 2 и гайки 9, применена трапецеидальная резьба, преимуществом которой является высокая прочность витков и технологичность изготовления. Ходовой винт свободно вращается в ту или иную сторону на двух подшипниках 3 и 4, посаженных посредством обоймы к наружной трубе.

Гайка приварена к внутренней трубе жестко соединенной цапфой 12 колеса 13. При проворачивании в ту или иную сторону ходового винта в передаче «винт – гайка» за счет преобразование вращательного движения в поступательное производится перемещение балки 8 переднего моста трактора вверх – вниз. Привод передачи «винт – гайка» осуществляется вращением ходового винта под действием окружной силы (усилие машиниста-оператора), которая прикладывается к хвостовику 5 ходового винта (посредством гаечного ключа).

2.3. Анализ конструкции и выбор заднего моста для компоновки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

2.3.1. Требование к выбору заднего моста для компоновки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Для обеспечения рациональной компоновки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом с минимальными конструктивными изменениями и затратами материальных средств и трудовых затрат необходимо анализировать наряду с передними и конструкцию задних мостов широко распространенных в хлопководстве универсально-пропашных тракторов и выбрать для разработки среди них наиболее приемлемую конструкцию заднего моста.

При выборе конструкции заднего моста для трактора с регулируемым клиренсом необходимо ориентироваться на мировую практику, где для изменения агропросвета под задним мостом трактора стали использовать наряду с прямым назначением и конечных передач [4].

Ниже рассмотрим конструкцию задних мостов, серийно выпускающиеся в республике универсально-пропашных тракторов, и с учетом мировой тенденции совершенствования их конструкции выберем среди них наиболее приемлемую конструкцию для компоновки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом.

2.3.2. Задний мост универсально-пропашного трактора ТТЗ-80

Универсально-пропашной трактор ТТЗ-80 выпускался в двух модификациях под маркой ТТЗ-80.10 и ТТЗ-80.11 [18].

Задний мост универсально-пропашного трактора ТТЗ-80.10 (рис.2.16) от ТТЗ-80.11 (рис.2.15) отличается отсутствием бортового редуктора и конструкцией рукава полуосей. У них фланцы задних колес закрепляются непосредственно к полуосям. В остальном они единичны.

Задний мост ТТЗ-80.11 (рис.2.15) выполнен по классической схеме, и его механизмы размещены в монолитном чугунном литом корпусе 29, выполненном в виде короба и съемной крышкой 13. Крышка изготовлена из стального листа. К переднему торцу корпуса привинчена коробка перемены передач, а к бокам – кожухи тормозов 22 и рукава 26 полуосей 7. В корпусе также помещен ВОМ.

На тракторе ТТЗ-80.11 установлена одинарная коническая главная передача ведущая шестерня, которой закреплена на заднем шлицевом конце вторичного вала коробки перемены передач. Ведомая шестерня 14, которой привинчена к фланцу корпуса 27 дифференциала и вращается в двух конических роликовых подшипниках 14, установленных в стаканах 15 фланцы 10 которых вместе с крышками и кожухами тормозов 22 притянуты болтами к корпусу 29.

Зацепление конических шестерен главной передачи регулируется (при их замене) прокладками под фланцами стакана подшипника

коробки переменных передач. Зацепление шестерен должно быть плавным без заеданий, проверять вращением шестерен от руки.

В отрегулированной конической паре главной передачи боковой зазор должен быть от 0.17 до 0.48 мм, а пятно контакта по образующей начального конуса не менее 50% длины зуба и начинаться не более чем на 5 мм от торцов зубьев малого модуля с выпуклой стороны зубьев. Собранный узел должен без заеданий легко проворачиваться от руки при осевом зазоре в конических подшипниках 0.06...0.15 мм.

Зазор в конических роликовых подшипниках 8 регулируются прокладками 11 под фланцами 10 стаканов 25. Величина зазора устанавливаемая при сборке должен быть 0.05...0.10 мм. Если зазор в процессе эксплуатации трактора превысит 0.30 мм, удаляют нужное число прокладок из-под фланца правого стакана.

Между корпусом 27 и крышкой 16 дифференциала зажата крестовина 15 с тремя сателлитами 18 зацепленными с двумя полуосевыми шестернями 30. Возникающее от сателлитов и полуосевых шестерен осевое усилие передается корпусу дифференциала через стальные шлифованные шайбы 17. Полуосевые шестерни 30 надеются на шлицевые концы трубчатых валов 21, изготовленных заодно с ведущими шестернями 12 конечных передач и вращающихся в цилиндрических роликовых подшипниках 8, установленных в стаканах 25. Ведущие шестерни 12 зацеплены с ведомыми шестернями 28 конечных передач, закрепленными на шлицах полуосей 7. Каждая полуось 7 одним концом опирается на подшипник 31, установленный в кожухе 26 полуоси, а другим – на подшипник 3 в горловине рукава 32. Все механизмы, размещенные внутри корпуса заднего моста, смазываются маслом, которое перетекает в полость корпуса из коробки перемены передач.

Как раздельное, так и совместное торможение ведущих колес обеспечивается дисковыми тормозами, размещенными в чугунных кожухах 22, прикрепленных к корпусу 29 заднего моста. Два соединительных диска 20 с фрикционными накладками надеты на шлицы вала 21 ведущей шестерни 27 конечной передачи и вращаются вместе с этим валом.

Между соединительными распложены два нажимных диска 24, стягивающиеся пружинами 23. Между нажимными дисками в лунках, обращенных одна к другой, заложены пять шариков 19.

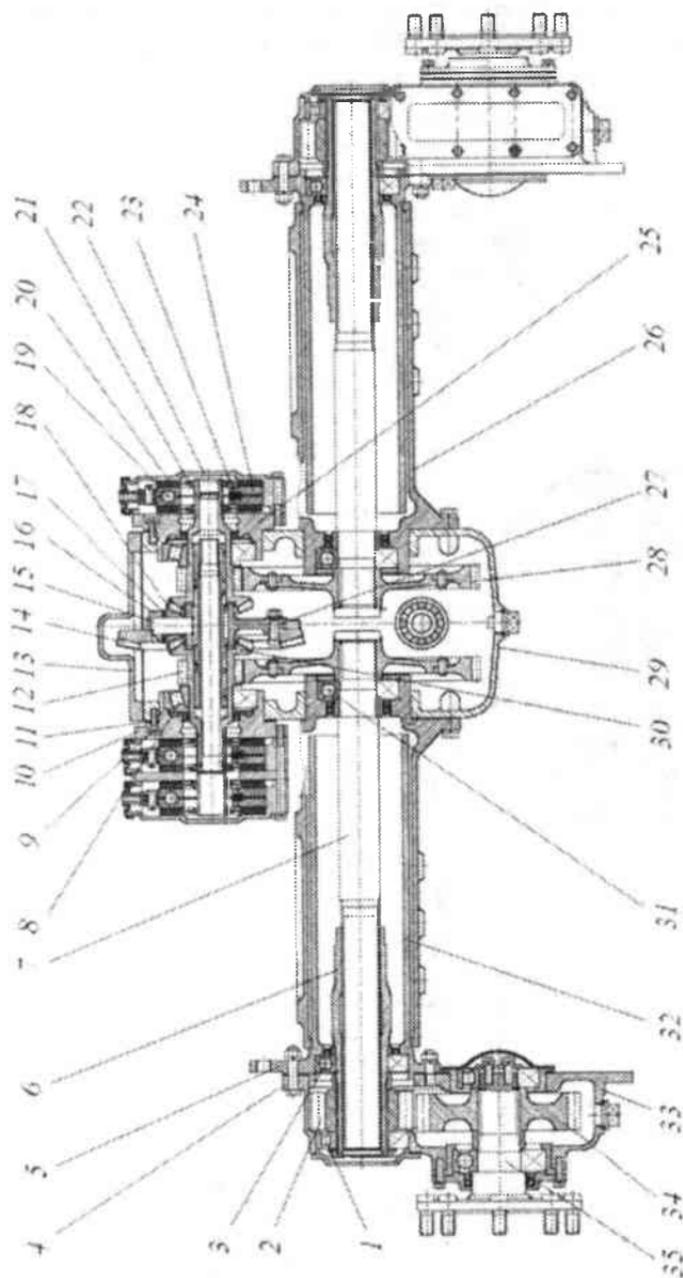


Рис.2.15. Задний мост универсально-пропашного трактора ТТЗ-80.11, в разрезе

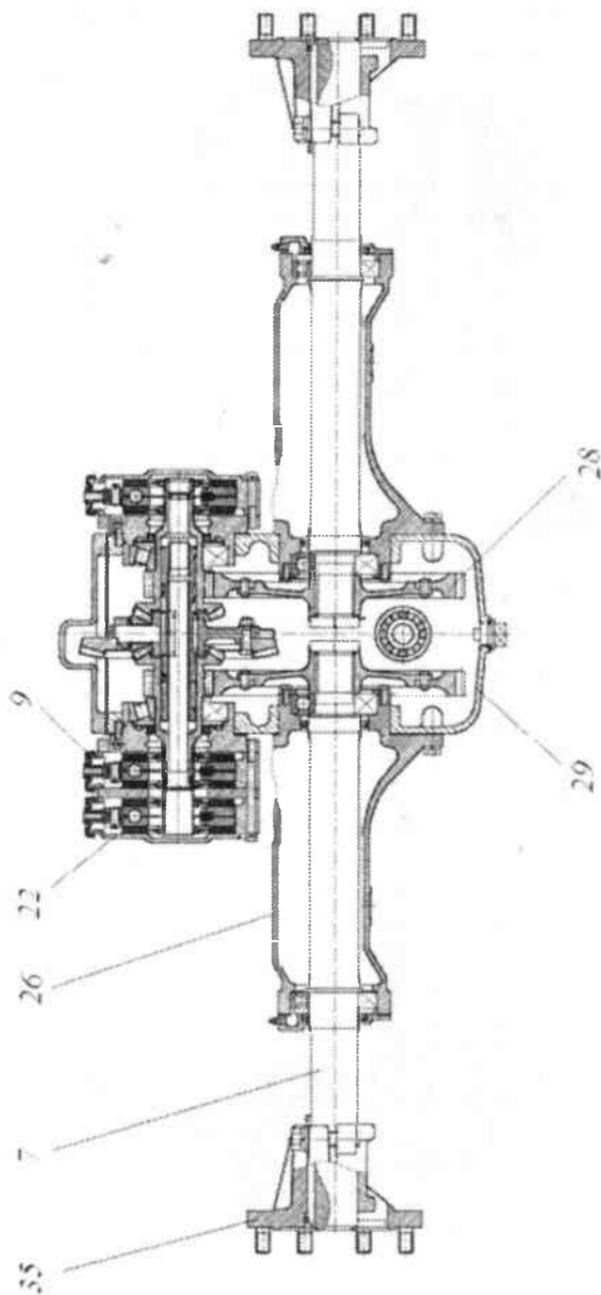


Рис.2.16. Задний мост универсально-пропашного трактора ТТЗ-80.10 в разрезе

В процессе торможения или расторможения трактора нажимные диски 24, расходятся или стягиваются. Так, например, когда нажимают на одну из педалей, планки, следуя за тягой, поворачивают нажимные диски в разные стороны. При этом наклонные поверхности лунок скользят по шарикам, в результате нажимные диски расходятся, прижимая соединительные диски к внутренней поверхности кожуха и крышке тормоза. Соединительные диски, поворачиваясь, увлекают за собой нажимные. Причем поворачиваются они вместе лишь до тех пор, пока прилив одного из нажимных дисков не дойдет до переднего упора (при движении вперед) или до заднего упора (при движении назад). После этого поворачивается только один нажимной диск. Шарик еще больше распирает диски, усиливая торможение. Когда снимают усилие с педали, пружина возвращает ее в исходное положение. При этом пружины снова стягивают нажимные диски – происходит растормаживание.

Педали снабжены планкой используемые при необходимости одновременного торможения обоих ведущих колес. Для длительного затормаживания трактора (например, стоянка на уклоне), отжатые педали фиксируют зубчатой защелкой, которую поворачивают перемещением тяги вверх.

2.3.3. Задний мост универсально-пропашного трактора ТТЗ-1030

Задний мост универсально-пропашного трактора ТТЗ-1030 (рис.2.17) несколько отличается от трактора ТТЗ-80 конструктивным исполнением, в частности наличием планетарного редуктора, измененной конструкцией главной передачи, дифференциала, конечной передачи и расположением механизмов заднего моста [51–57].

У ТТЗ-1030 в отличие от универсально-пропашного трактора ТТЗ-80 внутри монолитного чугунового литого корпуса 28, выполненного в виде короба и съемной крышкой 6 размещены только главная передача и дифференциал, а конечная передача выведена за пределы корпуса. Крышка корпуса и в этом заднем мосте изготовлена из стального листа. К переднему торцу корпуса привинчена коробка перемены передач, а к бокам корпуса последовательно закреплены тормоза 9, планетарные редукторы 10 и рукава 13 полусей 14. В корпусе также помещен ВОМ.

На тракторе установлена одинарная коническая главная передача ведущая шестерня, которой закреплена на заднем шлицевом конце вторичного вала коробки перемены передач. Ведомая шестерня 8, которой привинчена к фланцу корпуса 30 дифференциала и вращается в двух конических роликовых подшипниках 4, установленных в стаканах 31 которые вместе с кожухами тормозов 9, корпусом планетарного редуктора 10 и рукавами 13 полуосей 14 притянуты болтами к корпусу 28.

Зацепление конических шестерен главной передачи (при их замене) регулируется специальными гайками 26 ввинченными в стаканы 31 подшипников 4.

Между корпусом 30 и крышкой 27 дифференциала зажата крестовина 7 с тремя сателлитами 29 зацепленными с двумя полуосевыми шестернями 5. Возникающее от сателлитов и полуосевых шестерен осевое усилие передается корпусу дифференциала через стальные шлифованные шайбы.

Полуосевые шестерни 5 дифференциала надеты на шлицевые концы валов 35 изготовленных заодно солнечными шестернями 1 планетарных редукторов 10. На этом валу также сидит на шлицах две соединительные диски 2 с фрикционными накладками тормозов 9 и вращаются вместе с этим валом.

Между соединительными распложены два нажимных диска 3, стягивающиеся пружинами 34. Между нажимными дисками в лунках, обращенных одна к другой, заложены пять шариков 32.

К корпусу планетарного редуктора 10 закреплена рукава 13 полуосей 14, а сам корпус планетарного редуктора 10 жестко закреплен к кожуху тормоза 9. Внутренней поверхности корпуса смонтирована коронная шестерня 25 зацепленная, посредством сателлитов 11 вращающихся на осях посаженных на водиле 24, с солнечной шестерней 1 планетарных редукторов 10. Водило посредством шлицевого вала 22 соединено с полуосью 14 конечной передачи (рис.2.17).

Каждая полуось 14 одним концом опирается на подшипниках, установленных в горловине рукава 23 и в корпусе 17 конечной передачи (рис.2.18).

Конечная передача представляет собой бокового редуктора с тремя цилиндрическими шестернями, размещенными внутри корпуса 20, закрепленного фланцу рукава полуоси. Одна из шестерен

(ведущая) 16 посажена на шлице полуоси солнечной шестерни планетарного редуктора, а ведомая 19 связанная с ведущей паразитной шестерней посажена на полуоси 18 заднего колеса трактора.

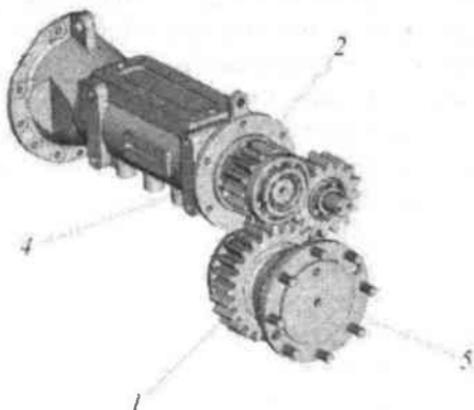


Рис.2.18. Конечная передача универсально-пропашного трактора ТТЗ-1030: 1 – зубчатое колесо, 2 – шестерня, 3 – паразитная шестерня, 4 – корпус ведущего моста, 5 – полуоси

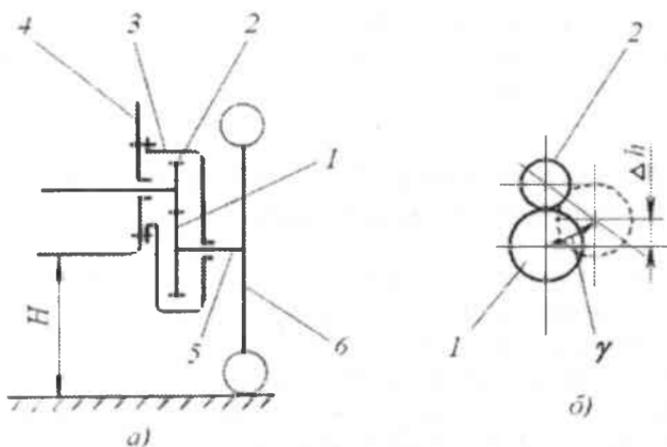


Рис.2.19. Схема установки конечной передачи на тракторе (а) и положение зубчатых колес при изменении дорожного просвета (б): 1 – зубчатое колесо, 2 – шестерня, 3 – картер, 4 – корпус ведущего моста, 5 – полуоси, 6 – ведущее колесо

Все механизмы, размещенные внутри корпуса заднего моста, смазываются маслом, которое перетекает в полость корпуса из коробки перемены передач.

Аналогичные конструкции конечных передач установлены на последних образцах универсально-пропашных тракторов зарубежных компании, в которых предусмотрено возможность изменение агропросвета под задним мостом трактора (рис.2.19) за счет изменения положения корпуса редуктора.

При нижнем положении зубчатого колеса 1 конечной передачи относительно шестерни 2 , т.е. когда зубчатое колесо находится под трактором, обеспечивается максимальный агротехнический просвет H (рис.2.18, а). При повороте картера 3 конечной передачи относительно корпуса 4 ведущего моста на угол γ колесо 1 , закрепленное на полуоси 5 ведущего колеса 6 трактора обкатывается относительно шестерни 2 (рис. 2.18, б). В результате агропросвет под трактором уменьшается на величину Δh .

Таким образом, среди рассмотренных задних мостов наиболее совершенным, с рациональной схемой размещения механизмов и имеющим наилучшие характеристики является задний мост универсально-пропашного трактора ТТЗ-1030. Поэтому для компоновки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом принят задний мост трактора ТТЗ-1030. При этом способ регулировки агропросвета под рукавами полуосей заднего моста принят без изменения.

2.4. Компоновка универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

При компоновке универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом были учтены специфические требования зоны хлопководства к универсально-пропашным тракторам [4, 58], для выполнения которых необходимо обеспечить:

- увязку ширины обрабатываемых рядков хлопчатника и сопутствующих ему культур с колеей трактора;
- увязку колей трактора с колеей агрегатируемых с ним тракторных прицепов;
- наилучшие тяговые свойства при сохранении хорошей управляемости и устойчивости трактора при работе;

- рационального распределения давления на опоры ходовой системы трактора, как на холостом ходу, так и в работе с агрегатом;
- агртехнической проходимости;
- хорошую поворотливость трактора с минимальным радиусом поворота;
- устойчивое сохранение заданного направления как по заданным прямолинейным, так и криволинейным траекториям движения;
- рациональные размещения органов управления трактором, контрольно-измерительных приборов и оборудования;
- простоту и легкость управления всеми органами управления механизмами трактора;
- хороших эргономических свойств трактора, соответствующих антропометрическим данным и физиологическим возможностям машиниста-оператора, а также обеспечивающих работы машиниста-оператора без нанесения ущерба его здоровью;
- хорошей обзорности по всему периметру трактора, т.е. видимости трактористом функциональных зон и объектов наблюдения в процессе управления машиной при нормальном дневном освещении и отсутствии климатических помех;
- достаточной степени защищенности машиниста-оператора от воздействия шума, вибрации и климатических факторов;
- легкости доступа к рабочему месту машинисту-оператору;
- легкости соединения трактора с агрегируемыми им машинами-орудиями и возможности управления ими при работе машинистом-оператором с рабочего места;
- простоту технического обслуживания и минимальное время на его проведение;
- ремонтпригодности основных механизмов трактора и легкости их ремонта;
- возможности при капитальном ремонте модернизации трактора.

С учетом перечисленных требований и на основе анализа преимуществ и недостатков аналогов произведена предварительная компоновка универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом (рис.2.20, 2.21). Компоновка произведена на базе универсально-пропашного трактора ТТЗ-1030 снабженного задним мостом, имеющим одноступенчатого бортового редуктора. Из-

менению подвергся только передний мост трактора, а остальные узлы и агрегаты были в заимствованы от ТТЗ-1030.

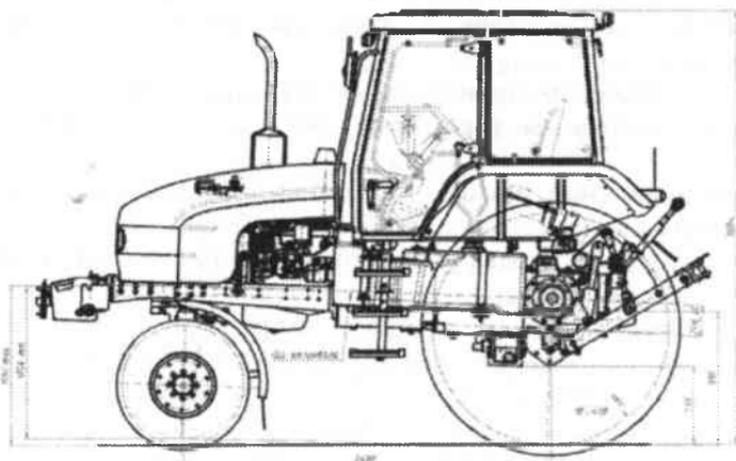


Рис.2.20. Компоновка универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом. Высокий клиренс

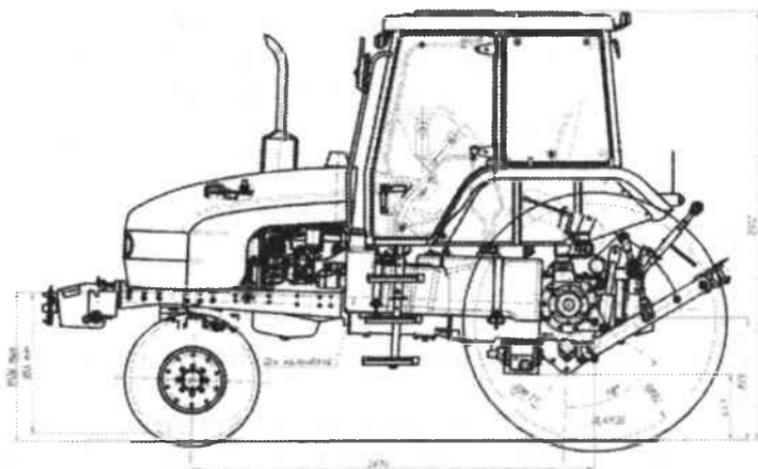


Рис.2.21. Компоновка универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом. Низкий клиренс

В компоновочном варианте конструкции универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом клиренс переднего

моста регулируется с помощью специального винтового механизма (рис. 2.22), вмонтированного в переднем мосте.

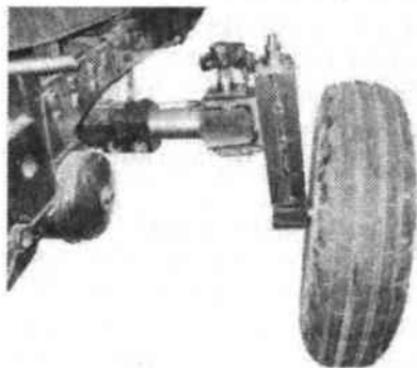


Рис.2.22. Механизм регулировки клиренса переднего моста



Рис.2.23. Общий вид универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в высоклиренсном положении

Клиренс заднего моста регулируется в двух положениях в зависимости от положения бортового редуктора, т.е.: бортовой редуктор расположен в вертикальном положении и бортовой редуктор повернуто на $58-60^{\circ}$ назад от вертикали. При этом высота агротехнического просвета под кожухами полуосей регулируется в диапазоне от 670 до 870 мм.

Имеющиеся конструкции гидронавесных систем универсально-пропашных тракторов серии ТТЗ рассчитанные на 4-х рядную систему уже не удовлетворяют требованиям 6-и и 8-и рядных систем. С этой точки зрения разрабатываемый универсально-пропашной трактор для работы с наборами отечественных и импортных широкозахватных сельхозмашин повышенной производительности оснащен навесной системой повышенной грузоподъемности [59, 60].

При разработке в целях выполнения международных требований, для унификации присоединительных элементов навесного оборудования трактора и навесных машин ряд кинематических параметров навесной системы нормализован в соответствии с тяговым классом трактора и с учетом этих изменений и необходимости повышения грузоподъемности разработана кинематическая схема нового гидронавесного устройство 820-4628010-20К2.

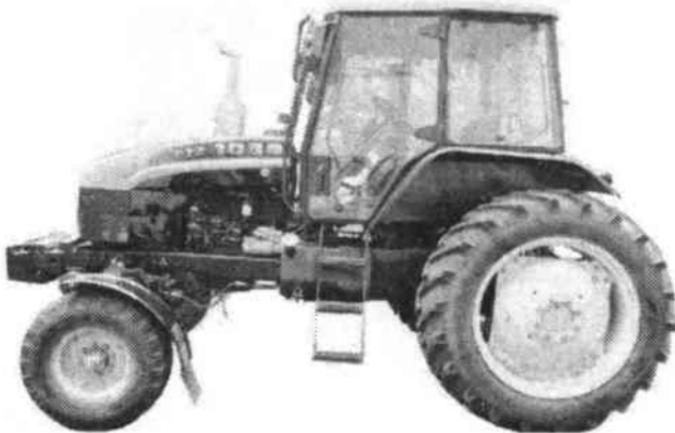


Рис.2.24. Общий вид универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в низкоклинренсном положении

Кабина универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом имеет капсульную конструкцию [61] и представляет собой единый многостоечный каркас сварной конструкции с фасонными трубами угловых стоек, которые при установке образуют несущий элемент для закрепляемых на нем панелей кабины. Кабина выполнена с увеличенным внутренним пространством для работы машиниста-оператора, в нем установлены бескаркасные

стеклянные двери и открывающиеся окна, а непрозрачные панели кабины облицованы тепло и шумоизоляционными полимерными материалами.

Основное назначение трактора при высококлиренсном положении (рис.2.23, 2.25, а) – механизация полевых работ по посеву, возделыванию и уборке урожая хлопчатники и других технических культур при его агрегатировании с навесными, полуприцепными или прицепными сельскохозяйственными машинами и орудиями.

При низкоклиренсном положении трактор (рис.2.24, 2.25, б) используется на предпосевной обработке почвы, посеве, на уборочных и погрузочно-транспортных работах.



Рис.2.25. Общие виды универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в высококлиренсном (а) и низкоклиренсном (б) положениях

Отличительной особенностью переднего моста комплектуемого трактора от его аналогов является то, что у него колесо выполнено телескопическим из труб квадратного сечения и оно снабжено винтовым механизмом изменения клиренса, позволяющий получать необходимый агротехнический просвет.

При высококлиренсном положении трактора передний мост отрегулируется до верхнего положения, и бортовой редуктор заднего моста устанавливаются в вертикальном положении. В таком исполнении трактора минимальный дорожный просвет составляет 539 мм, а агротехнический просвет под кожухами полуосей переднего и заднего моста доходит до 870 мм.

Проверка работы узлов и деталей различных механизмов [62-68], внесенных в конструкцию универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, показала их надежности и работоспособности.

С учетом конструктивной особенности универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в последующих разделах приводятся результаты расчета конструкции его наиболее ответственных узлов, а также определения устойчивости трактора при различных положениях клиренса и оценка его эксплуатационных показателей.

Глава



Расчет конструкции хлопководческого универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

- 3.1. Обоснование необходимости проведение расчетов отдельных узлов и деталей конструкции универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом
- 3.2. Расчет балки переднего моста на прочность
- 3.3. Расчет винтового механизма регулировки клиренса
- 3.4. Расчеты по проверке надежности работы гидравлической системы универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

ГЛАВА 3.

Расчет конструкции хлопководческого универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

3.1. Обоснование необходимости проведения расчетов отдельных узлов и деталей конструкции универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Внесенные изменения в конструкцию универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом требует проведения расчетов на прочность его наиболее уязвимых узлов и деталей.

Основным несущим элементом переднего моста трактора с регулируемым клиренсом является передняя балка [62], к которому монтируются все узлы и детали переднего моста.

Необходимость оценки правильности заложенных в конструкцию параметров требует исследования статической прочности передней балки разрабатываемого переднего моста, особенно в экстремальных условиях работы универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом. Одним из таких экстремальных условий является случай когда происходит занос (боковое скольжение при поворотах) трактора. Поэтому исследование напряжений, возникающих при заносе в конструкциях переднего моста трактора с регулируемым клиренсом, имеет определенный интерес [64].

Предварительное изучение конструкции переднего моста трактора с регулируемым клиренсом также показала, что другим, наиболее подверженным к нагрузкам узлом этого моста является шкворень поворотной цапфы.

Как известно [64, 65] оценка надежности работы шкворня в экстремальных случаях, например, при встрече передних колес трактора с непреодолимым препятствием определяются по коэффици-

енту запаса прочности шкворня и по величине напряжения смятия поверхности шкворня в месте соединения с шипом поворотной цапфы. Эти показатели определяются на основе исходных данных, заложенных в конструкциях как трактора в целом, так и шкворни поворотной цапфы в частности.

Надежность работы универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в определенной степени зависит также от надежности работы винтового механизма регулировки клиренса [66–68].

Учитывая вышеизложенные, при проектировании переднего моста производит расчет балки переднего моста, шкворни поворотной цапфы и узлов винтового механизма регулировки клиренса на прочность.

Кроме того с учетом то, что разрабатываемый универсально-пропашной трактор для работы с наборами отечественных и импортных широкозахватных сельхозмашин повышенной производительности оснащен новой навесной системой повышенной грузоподъемности [59, 60] также проведены расчеты его подвергшихся к изменению узлов и деталей.

3.2. Расчет балки переднего моста на прочность

В литературных источниках достаточно много материалов по исследованию и расчету напряжений, возникающих в узлах переднего моста, в частности в передней балке при заносе трактора [62]. Однако в этих исследованиях расчет передней балки на изгиб проводится у оси качения колес без учета напряжении возникающих в характерных сечениях самой балки. Поэтому исследование напряжений, возникающих при заносе в конструкции самой передней балки, в ее характерных сечениях (рис.3.1) дает возможности оценки правильности выбранных при его проектировании параметров и рекомендации в дальнейшем эксплуатации по правильной загрузке переднего моста трактора с регулируемым клиренсом.

Исследования и расчет на статическую прочность балки переднего моста при боковом скольжении при экстремальных видах нагружения произведены по трем характерным сечениям, соответствующим проставке, среднему и боковому корпусам балки. В качестве исходной нагрузки (табл.3.1) принята максимально возможная нагрузка (по грузоподъемности шин передних колес).

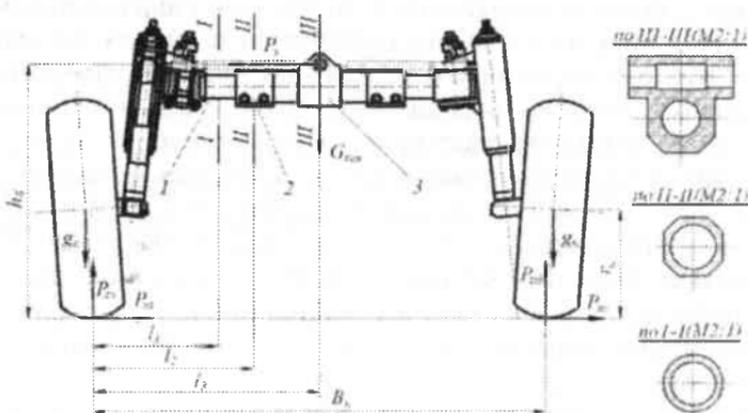


Рис.3.1. Передний мост с регулируемым клиренсом со схемой сил действующих при заносе. 1 – проставка; 2 – боковой корпус; 3 – средний корпус

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета

Наименование показателей и единица их измерения	Значение показателей	
1	2	
Коля передних колес B_p , мм	1800	
Статический радиус переднего колеса r_s , мм	450	
Максимально допустимая грузоподъемность переднего колеса, кгс	2300	
Коэффициент сопротивления боковому сдвигу φ	0.6	
Сила тяжести одного переднего колеса со ступицей g_s , кгс	110	
Размер h_p , мм	750	
Исследуемые участки балки:	Материал	Предел текучести σ_T , МПа
	Проставка 1030-3001024	35Л 280
	Корпус балки боковой TLP2-3001029	Сталь 40 340
Корпус балки средний TLP2-3001021	Сталь 40	

При движении трактора на переднюю балку передается вертикальное усилие от сил тяжести колес G_k и передней части трактора G_{nm} , а также горизонтальное – толкающее усилие P_k .

При заносе трактора поперечное усилие достигает своего максимального значения, а продольное усилие отсутствует. При таком нагружении передней балки происходит перераспределение массы трактора по осям колес, при котором одно из колес догружается, а другое – разгружается. С учетом этого обстоятельства и на основе исходных данных, заложенных в конструкцию переднего моста трактора, производится расчет напряжения изгиба по наиболее характерным сечениям передней балки, т.е. по сечениям: I-I (проставки), II-II (бокового) и III-III (среднего корпуса балки).

Согласно рис.3.1 изгибающие моменты M_{zn} и $M_{zn'}$, создающие напряженное состояние в рассчитываемых сечениях I-I, II-II и III-III определяются по формулам

$$M_{zn} = P_{zn} l_i - P_{zn} h_0; \quad (3.1)$$

$$M_{zn'} = - P_{zn} (B - l_i) - P_{zn} h_0; \quad (3.2)$$

где P_{zn} и $P_{zn'}$ – соответственно вертикальная сила реакции почвы на правое и левое колесо, Н (кгс);

l_i – расстояние от оси левого колеса до рассчитываемого сечения, мм;

P_{zn} и $P_{zn'}$ – сила реакции почвы к заносу соответственно правого и левого колеса, Н (кгс);

h_0 – высота расположения оси качения передней балки, мм.

Результаты расчета, произведенные согласно выражениям (3.1) и (3.2) на основе исходных данных, занесены в табл.3.2.

Напряжение изгиба σ_u в сечениях определяется выражением

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}; \quad (3.3)$$

где W_u – момент сопротивления изгибу сечения, мм³.

Таблица 3.2

Усилия, действующие на передний мост и изгибающие моменты

Опора	P_k , кгс	G_{nm} , кгс	P_s , кгс	$P_{zn(s)}$, кгс	$P_{zn(s)'}$, кгс	M_u , кгс мм при:		
						$l_1=498$ мм	$l_2=765$ мм	$l_3=900$ мм
Левая	0	4600	2760	3340	2070	110820	1002600	1453500
Правая				1040	690	1871580	1593900	1453500

Момент сопротивления изгибу в сечении $I-I$ определяется согласно рис.3.1 по следующей формуле:

$$W_u = \frac{\pi(D_{np}^4 - d_{np}^4)}{32D_{np}}, \quad (3.4)$$

где D_{np} и d_{np} – внешний и внутренний диаметр проставки, мм.

Момент сопротивления изгибу сечения $II-II$

$$W_u = \frac{\Sigma I_x}{y_{max}}, \quad (3.5)$$

где ΣI_x – момент инерции сложного сечения, мм⁴;

y_{max} – расстояние от оси до наиболее удаленной точки сечения, мм.

Сечение $II-II$ имеет сложную конфигурацию, момент инерции которого будет

$$\Sigma I_x = I_{x1} - I_{x2} + 2 I_{x3}, \quad (3.6)$$

где I_{x1} ; I_{x2} и I_{x3} – моменты инерции 1...3 частей сложного сечения, мм⁴.

Сечение $III-III$ имеет также сложную конфигурацию, момент инерции которого будет

$$\Sigma I_x = I_{x1} - I_{x2} - 2 I_{x3} + I_{x4} - I_{x5} + I_{x6}, \quad (3.7)$$

где I_{x1} ; I_{x2} ; I_{x3} ; I_{x4} ; I_{x5} и I_{x6} – моменты инерции 1, 2...6 частей сложного сечения, мм⁴.

Координата $Y_{ЦТ}$ центра тяжести сечения

$$Y_{ЦТ} = \frac{\sum_1^4 F_i \cdot y_i}{\sum_1^4 F_i}, \quad (3.8)$$

где F_i – площадь i -го элемента сечения, мм².

Подставляя числовые значения в уравнение (3.3) определяются напряжение изгиба в сечениях (табл.3.3).

Статическая прочность балки переднего моста при боковом скольжении оценивается по коэффициенту запаса прочности сечений балки переднего моста, которая определяется по пределу текучести материала следующим выражением

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_a} \geq [n_T]_{min}, \quad (3.9)$$

где $[n_T]_{min}$ – минимально допустимый коэффициент запаса прочности.

В расчетах на статическую прочность по пределу текучести минимально допустимый коэффициент запаса прочности определяется по формуле

$$[n_T]_{\min} = n_1 n_2 n_3, \quad (3.10)$$

где n_1 – коэффициент, учитывающий точность определения действующих нагрузок, $n_1 = 1 \div 1,4$; когда расчет проводится по грузоподъемности шин, то принимают $n_1 = 1$;

n_2 – коэффициент, учитывающий ответственность детали, $n_2 = 1,2 \div 1,5$; когда поломка детали вызывает аварию, то принимают $n_2 = 1,5$;

n_3 – коэффициент, учитывающий надежность и свойства материала, $n_3 = 1,4$.

Результаты расчета на статическую прочность балки переднего моста трактора с регулируемым клиренсом при боковом скольжении сведены в сводную табл.3.3.

Таблица 3.3

Напряжения изгиба в сечениях и коэффициент запаса прочности сечения

Сечение	$M_w, \text{ кгс мм}$	$W_w, \text{ мм}^3$	$\sigma_w \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$ (МПа)	n_T	$[n_T]_{\min}$
I-I	1871580	119936.9	15.6 (153.04)	1.83	2.1
II-II	1593900	179963.9	8.86 (86.9)	3.91	
III-III	1453500	740447.93	1.96 (19.26)	17.65	

Результаты расчета показали, что при рассмотренном виде нагружения и максимально допустимой загрузке переднего моста трактора с регулируемым клиренсом, наименьший коэффициент запаса прочности имеет сечение I-I ($n_T = 1.83$), следовательно, условие прочности (3.9) в этом сечении не выполняется, тогда, как в двух остальных сечениях оно выполняется.

Так например, проведенные исследования показали, что в сечениях II-II и III-III статическая прочность балки переднего моста при боковом скольжении удовлетворяет условие прочности. При неизменной конструкции передней балки для обеспечения условие статической прочности сечений I-I нагрузка на передний мост не должна превышать более чем 87.14% от величины максимально допустимой нагрузки. При максимально допустимой (100%-ной)

нагрузки передней балки для обеспечения условия статической прочности в сечении *I-I* необходимо увеличить толщину стенки проставки от 14 до 17.6 мм, т.е. на 3.6 мм.

Проведенные исследования также показали, что путем варьирования параметров, заложенных в конструкцию проставки можно добиться достаточной прочности передней балки.

3.3. Расчет винтового механизма регулировки клиренса

3.3.1. Силы и моменты, действующие на винтовой механизм

Для обеспечения удобства эксплуатации регулировка клиренса трактора должна быть осуществлена усилием механика-оператора, без какой либо посторонней помощи. Следовательно, винтовой механизм должен быть подобран таким образом, чтобы усилие механика-оператора было бы достаточным для создания крутящего момента для привода винтового механизма в движение.

Крутящий момент необходимый для движения винтового механизма зависит от конструктивных параметров последнего [68]. Основными конструктивными параметрами винтового механизма являются: средний диаметр упорного подшипника; средний диаметр резьбы; передаточное число винтовой передачи; угол подъема резьбы и угол профиля резьбы.

Ниже рассмотрим основные этапы и последовательность расчета крутящего момента необходимого для приведения в движение передачи «винт – гайка» винтового механизма переднего моста с регулируемым клиренсом и на его основе возможности регулировки клиренса трактора машинистом-оператором без посторонней помощи.

Момент, необходимый для приведения передачи «винт – гайка» в движение складывается из момента сопротивления, который возникает в сопряженных витках гайки и винта M_z , и момента, необходимый для преодоления сопротивления в подшипниках M_n , т.е.

$$M_d = M_z + M_n. \quad (3.11)$$

Согласно работе [69] момент сопротивления, возникающий в сопряженных витках гайки и винта

$$M_z = 0,5 d_c P_x^p \operatorname{tg}(\gamma_p + \rho'), \quad (3.12)$$

где d_c – средний диаметр резьбы, мм;

P_x^p – осевое усилие расчетное, действующее на ходовой винт под действием внешней нагрузки, Н;

γ_p – угол подъема резьбы, градус;

ρ' – приведенный угол трения в резьбе, градус.

Средний диаметр резьбы

$$d_c = d_n - 0,5 \cdot s_p, \quad (3.13)$$

где d_n – наружный диаметр резьбы, мм;

s_p – шаг резьбы, мм.

С учетом того, что колено поворотной цапфы расположено относительно вертикали под углом наклона то расчетное осевое усилие, действующее на ходовой винт под действием внешней нагрузки будет

$$P_x^p = \frac{Q_{\text{вн}}}{\cos \beta_6}, \quad (3.14)$$

где $Q_{\text{вн}}$ – внешняя нагрузка, Н;

β_6 – угол наклона колено поворотной цапфы, градус.

При равном распределении на передние колесо силы тяжести, приходящаяся на переднюю ось трактора, внешняя нагрузка, действующая на винтовую пару, будет

$$Q_{\text{вн}} = 0,5 G_{\text{нм}}, \quad (3.15)$$

где $G_{\text{нм}} = m_l g$ – сила тяжести трактора, приходящаяся на передний мост, Н.

При заданном среднем диаметре и ходе резьбы угол подъема резьбы находят из выражения [69]

$$\gamma_p = \operatorname{arctg} \left(\frac{t_p}{\pi d_c} \right), \quad (3.16)$$

где t_p – ход резьбы, мм.

Во избежание само отвинчивания винтовой пары при действии динамических переменных нагрузок и вибрации должен быть заложен запас самоторможения, определяемый из выражения

$$q = \frac{\rho}{\gamma_p}, \quad (3.17)$$

и при $q > 1$ винтовая пара обладает свойством самоторможения.

Здесь приведенный угол трения в резьбе согласно работе [69] определяется выражением

$$\rho' = \operatorname{arctg} \left(\frac{f_c}{\cos(0,5\alpha_n)} \right) \quad (3.18)$$

где f_c – коэффициент трения стальной пары «винт – гайка», $f = 0,15$;
 α_n – угол профиля резьбы, градус.

Согласно работе [70] момент, необходимый для преодоления сопротивления в подшипниках определяется выражением

$$M_{\Pi} = 0,5 f_{mp} P_n d_o \quad (3.19)$$

где f_{mp} – приведенный коэффициент трения;

P_n – результирующая нагрузка на подшипник, Н;

d_o – диаметр отверстия в подшипнике, мм.

В предложенной конструкции основная нагрузка ложится на два подшипника: №1 – 1208 ГОСТ 5720-75; №2 – 8210 ГОСТ 6874-75, следовательно

$$M_n = M_{n1} + M_{n2} \quad (3.20)$$

где M_{n1}, M_{n2} – соответственно, момент, необходимый для преодоления сопротивления в подшипниках №1 и №2, Нмм.

Таким образом, момент необходимый для приведения передачи «винт – гайка» в движение в общем виде имеет форму

$$M_o = 0,5 d_2 P_x^p \operatorname{tg}(\gamma_p + \rho') + 0,5 f_{mp} \sum_i^n P_{ni} d_{oi} \quad (3.21)$$

где i – порядковый номер подшипника;

n – число подшипников.

При конкретных параметрах (табл.3.4), заложенных в конструкцию переднего моста с переменным клиренсом и его винтового механизма выражения (3.21) позволяет определить величину момента необходимого для приведения передачи «винт – гайка» в движение, а выражения (3.13) – (3.16) и (3.18) позволяет определить величину составляющих выражения (3.21).

Как уже было сказано, для осуществления привода передачи «винт – гайка» вращением ходового винта усилием машиниста-оператора, без какой либо посторонней помощи должно быть соблюдено условие

$$M_o < M_{кв} \quad (3.22)$$

где $M_{кв}$ – крутящий момент, создаваемый усилием, прилагаемым машинистом-оператором к рукоятке гаечного ключа, Нмм.

Таблица 3.4

Исходные данные

Показатели	Значение показателя
Масса трактора, приходящаяся на передний мост m_n , кг	1826
Резьба передачи	Трап 50x8 ГОСТ 9484-73
Наружный диаметр резьбы винта d , мм	50
Внутренний диаметр резьбы винта d_i , мм	41
Шаг резьбы s , мм	8
Число заходов z	1
Угол профиля резьбы α_n , градус	30
Ход резьбы t_p , мм	8
Угол наклона колена поворотной цапфы β , градус	6
Винт ходовой 1033-0030051	Материал: Сталь 45 ГОСТ 1050, без закалки
Гайка 1033-0030052	Материал: Сталь 25 ГОСТ 1050, без закалки
Охватываемый размер под гаечный ключ, мм	22

Крутящий момент, создаваемый машинистом-оператором при вращении ходового винта гаечным ключом, будет

$$M_{кл} = P_t L_{рук} \quad (3.23)$$

где P_t – усилие, прилагаемое машинистом-оператором на рукоятке гаечного ключа (окружное усилие), Н;

$L_{рук}$ – плечо приложения окружной силы, равное длине рукоятки гаечного ключа, мм.

После подстановки в (3.21) числовых значений величин входящих в составляющие выражений (3.12) и (3.19), определяем величину момента, необходимый для приведения передачи «винт – гайка» в движение, т.е.

$$M_o = M_z + M_n = M_z + M_{n1} + M_{n2} = 44012,4 + 441 + 1692 = 46145,4 \text{ Нмм.}$$

Если учесть, что усредненное значение усилия машиниста-оператора при расчетах принимает равным 300 Н, а плечо приложения

окружной силы для гаечного ключа с охватываемым размером 22 мм за №7811-0124 ГОСТ 2841-80 равно 180 Нм, тогда крутящий момент, создаваемый машинистом-оператором при вращении ходового винта гаечным ключом, будет

$$M_{\text{кл}} = F_t L_{\text{рук}} = 300 \cdot 180 = 54000 \text{ Нмм},$$

что больше чем M_o , следовательно, при заложенных в конструкцию переднего моста параметрах регулировку клиренса трактора может осуществить только один машинист-оператор без посторонней помощи, при этом максимальное значение момента, необходимого для приведения передачи «винт – гайка» в движение будет 46145,4 Нмм.

3.3.2. Обоснование параметров винтовой пары «винт – гайка»

Учитывая тот факт, что основными элементами винтового механизма является винтовая пара (рис.3.2) винт 1 и гайка 2 определим их основные параметры. Причем надежность работы винтовой пары зависит от правильного подбора параметров резьбы и числа сопрягаемых витков в паре «винт – гайка».

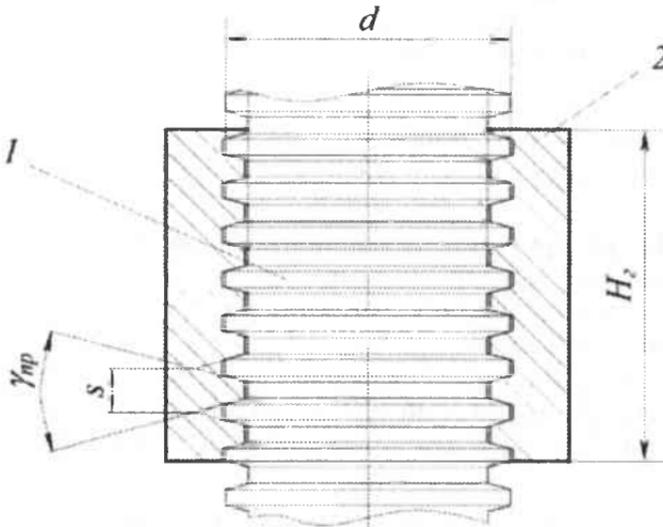


Рис.3.2. Винтовая пара «винт – гайка» винтового механизма регулировки клиренса

Число сопрягаемых витков в паре «винт–гайка» не что иное как

$$n_g = \frac{H_g}{s_p}, \quad (3.24)$$

где n_g – число сопрягаемых витков;

H_g – высота гайки, мм.

Из приведенного выражения видно, что при заданном шаге резьбы определяющим параметром числа сопрягаемых витков будет высота гайки винтового механизма. В свою очередь она зависит от максимальной осевой нагрузки и параметров резьбы винтовой передачи и с учетом работы [71] ее минимальное значение определяется из следующего выражения

$$H_{g,min} \geq \frac{P_x^{n(o)}}{\pi d_2 [p] \xi}, \quad (3.25)$$

где $H_{g,min}$ – минимальное значение высоты гайки, мм;

$P_x^{n(o)}$ – осевое усилие, действующее в винтовой передаче, соответственно, при подъеме и опускании балки переднего моста, Н;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

ξ – отношение высоты рабочего профиля резьбы к ее шагу;

$[p]$ – допускаемое давление в резьбе, для пары «винт – гайка», изготовленных из стали $[p] = 7.5-13$ МПа [72].

Для определения осевого усилия действующего в винтовой передаче, приводимой в действие машинистом-оператором, и передаточного числа воспользуемся работой [73]

$$P_x^{n(o)} = P_t u \eta^{n(o)}, \quad (3.26)$$

где $\eta^{n(o)}$ – коэффициент полезного действия винтовой пары;

u – передаточное число передачи «винт – гайка».

Здесь передаточное число передачи «винт – гайка»

$$u = \frac{2 \pi L_{ггк}}{t_p}, \quad (3.27)$$

где t_p – ход резьбы, мм.

Для определения среднего диаметра и угла подъема резьбы, а также коэффициента полезного действия винтовой пары и приведенного угла трения в резьбе воспользуемся работой [69]. Средний диаметр резьбы определяется согласно выражению (3.13).

Коэффициент полезного действия винтовой пары

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha_p}{\operatorname{tg}(\alpha_p \pm \rho') + \frac{d_n \cdot f_n}{d_2}}, \quad (3.28)$$

где α – угол подъема резьбы, градус;

ρ – приведенный угол трения в резьбе, градус;

d – средний диаметр упорного подшипника, $d_n = 64$ мм;

f_n – коэффициент трения упорного подшипника, $f_n = 0.003$.

Угол подъема резьбы определяется согласно выражению (3.16), а приведенный угол трения в резьбе согласно выражению (3.18).

Учитывая то, что для трапецидальной резьбы «Трап 50x8» ГОСТ 9484-73 ход резьбы $t_p = 8$ мм, шаг резьбы $s_p = 8$ мм, наружный диаметр резьбы $d_n = 50$ мм, угол профиля резьбы $\gamma_{np} = 30^\circ$ подставляя их в соответствующие выражения определяем величин входящих в выражение (3.25) и по нему находим минимально допустимую высоту гайки, т.е. $H_{min} \geq 45,41$ мм, тогда высота гайки ходового винта с учетом не менее 30% запаса прочности будет $H_z \geq 1.3 H_{min} = 50,04$ мм. Принимаем $H_z \approx 60$ мм и, опираясь на него согласно выражению (3.25) определяем число сопрягаемых витков в паре «винт – гайка».

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам

$$k_n \approx \frac{5s}{d_n} = \frac{5 \cdot 8}{50} = 0,8, \quad (3.29)$$

Коэффициент полноты трапецидальной резьбы $\psi = 0.65$.

Для проверки правильности определенных расчетным путем и рекомендуемых для использования параметров винтового механизма производим проверку прочности витков резьбы, как ходового винта, так и гайки данного винтового механизма.

Условия прочности витков резьбы согласно работе [71] обеспечивается при

$$\tau_{cp} \leq [\tau_{cp}]; \quad (3.30)$$

$$\sigma_n \leq [\sigma_n]; \quad (3.31)$$

$$\sigma_{cm} \leq [\sigma_{cm}], \quad (3.32)$$

где $\tau_{cp}, [\tau_{cp}]$ – соответственно расчетное и допускаемое значение напряжения на срез, МПа;

$\sigma_n, [\sigma_n]$ – соответственно расчетное и допускаемое значение напряжения на изгиб, МПа;

$\sigma_{cm}, [\sigma_{cm}]$ – соответственно расчетное и допускаемое значение напряжения на смятие, МПа.

Так например, проведенные исследования показали (табл.3.5), что при исходных данных принятых для винтового механизма уни-

версально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом минимально допустимая высота гайки при наружном диаметре резьбы $d_n = 50$ мм, ходе резьбы $t_p = 8$ мм, шаге резьбы $s_p = 8$ мм, угле профиля резьбы $\gamma_{np} = 30^\circ$ с учетом не менее 30% запаса прочности должна быть не менее 50.4 мм.

Таблица 3.5

Вид деформации	Ходовой винт		Гайка	
	Значение напряжения	Допускаемое значение напряжения	Значение напряжения	Допускаемое значение напряжения
	МПа			
Срез	6.52	88.29	5.34	54.9
Изгиб	16.92	176.5	13.87	109.9
Смятие	6.785	126	6.785	78.5

Проведенные исследования также показали, что прочность витков резьбы ходового винта и гайки при определенных расчетным путем параметрах проектируемого винтового механизма при действии динамической нагрузки обеспечена, имеется значительный запас прочности по пределу текучести. Условия прочности витков резьбы выполнены, следовательно, проектируемый винтовой механизм с рекомендуемыми параметрами пригодны к работе.

3.3.3. Расчет гибкости винта

Потеря устойчивости ходового винта может привести к неработоспособности механизма регулировки клиренса трактора. Потеря устойчивости ходового винта может произойти при некотором определенном значении действующей на него нагрузки, поэтому для исключения неустойчивости работы ходового винта рассчитывают его гибкость.

При расчетах гибкости считаем ходовой винт стержнем, у которого оба конца закреплены шарнирно (рис.3.4, б). Опираясь на работу [71] определяем величину приведенного момента инерции сечения, радиуса инерции сечения и на их основе расчетной гибкости ходового винта.

Расчетная гибкость ходового винта

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l_3}{i_r}, \quad (3.33)$$

где μ – коэффициент приведения длины, $\mu = 1$;

μl_x – приведенная длина, мм;

i_r – радиус инерции сечения ходового винта, мм.

Радиус инерции сечения ходового винта

$$i_r = \sqrt{\frac{I_{np}}{F_1}}, \quad (3.34)$$

где I_{np} – приведенный момент инерции сечения ходового винта, мм⁴;

F_1 – площадь поперечного сечения по внутреннему диаметру резьбы ходового винта, мм².

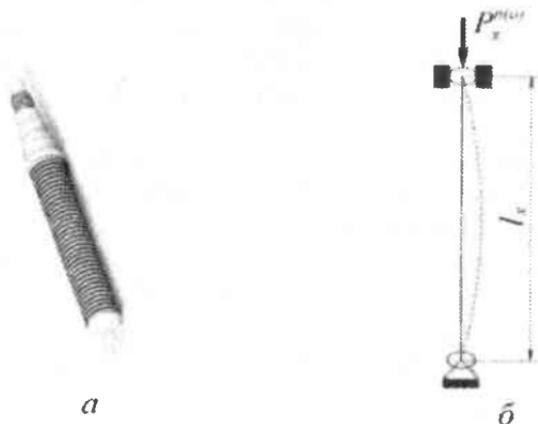


Рис.3.4. Ходовой винт (а) и его расчетная схема (б)

Площадь поперечного сечения по внутреннему диаметру резьбы ходового винта

$$F_1 = \pi 0,25 d_1^2, \quad (3.35)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы ходового винта, мм.

Приведенный момент инерции сечения ходового винта

$$I_{np} = \frac{\pi d_1^4 \left(0,4 + 0,6 \frac{d_n}{d_1} \right)}{64}, \quad (3.36)$$

где d_n – наружный диаметр резьбы ходового винта, мм.

Результаты расчета, произведенные на основе выражения (3.33) показали, что расчетная гибкость ходового винта $\lambda = 24.12$. Так как полученное значение расчетной гибкости ходового винта меньше

чем $\lambda = 55$, то его рассчитаем лишь по условию прочности на сжатие.

Как известно, условие устойчивости достигается при

$$P_x^{don} \geq P_x^{n(o)}, \quad (3.37)$$

где P_x^{don} – допускаемая максимальная нагрузка, Н;

$P_x^{n(o)}$ – осевое усилие, действующее в винтовой передаче, соответственно при подъеме и опускании балки переднего моста, Н.

Согласно работе [74] допускаемая максимальная нагрузка

$$P_x^{don} = \zeta [\sigma_c] F_i, \quad (3.38)$$

где ζ – коэффициент понижения допускаемого напряжения;

$[\sigma_c]$ – допускаемое напряжение на сжатие, МПа.

Осевое усилие, действующее в винтовой передаче определяется согласно выражению (3.26).

Подставляя числовые значения величин в выражение (3.28) находим значение коэффициента полезного действия винтовой пары, которое при подъеме балки переднего моста составляет $\eta^n = 0.247$, а при ее опускании – $\eta^n = 0.583$.

Согласно выражению (3.26) осевое усилие, действующее в винтовой передаче при подъеме балки переднего моста, составляет $P_x^n = 10475.67$ Н, а при ее опускании – $P_x^n = 24598.7$ Н.

Согласно выражению (3.38) расчетное значение допускаемой максимальной нагрузки составляет $P_x^{don} = 167183.764$ Н.

Рассчитанная допускаемая осевая сила значительно превышает значение максимальной осевой силы, действующей в винтовой передаче, следовательно, условие устойчивости (3.37) выполнено.

3.3.4. Расчет буртика ходового винта

Наиболее ответственным конструктивным элементом ходового винта 1 механизма регулирования клиренса (рис.3.5), воспринимающим на себя динамическую нагрузку, является его буртик 2. Параметры буртика ходового винта должны быть выбраны таким образом, чтобы при максимальной динамической нагрузке его прочность на срез был бы достаточным.

Прочность на срез опорного буртика ходового винта при действии на него динамической нагрузки обеспечивается при выполнении условия (3.30).

Напряжения на срез опорного буртика ходового винта под действием динамической нагрузки определяется выражением [71]

$$\tau_{cp} = \frac{k_d P_x^{n(t)}}{\pi d_n h_b}, \quad (3.39)$$

где k_d – коэффициент динамичности;

d_n – посадочный диаметр тела ходового винта под упорный подшипник, мм;

h_b – высота буртика, мм.

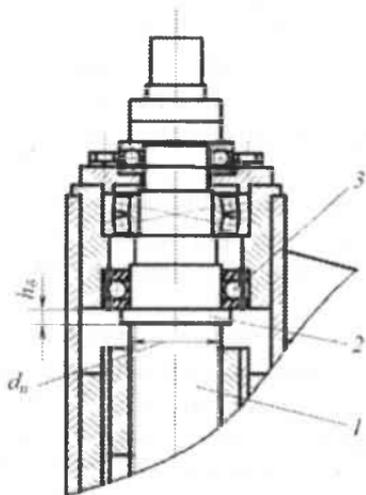


Рис.3.5. К расчету прочности буртика ходового винта

После несложного преобразования выражение (3.39) можно записать в следующей форме

$$h_b = \frac{k_d P_x^{n(t)}}{\pi d_n \tau_{cp}} \quad (3.40)$$

или с учетом полуторакратной запаса прочности согласно выражению (3.30) его можно записать в следующей форме

$$h_b \geq \frac{1,5 k_d P_x^{n(t)}}{\pi d_n [\tau_{cp}]} \quad (3.41)$$

Из полученного выражения видно, что для ходового винта, изготовленного из конкретного материала с конкретными параметрами, высота буртика зависит от осевого усилия, действующего в винтовой передаче при подъеме и опускании балки переднего моста.

Осевое усилие, действующее в винтовой передаче, определяется согласно выражению (3.26).

С учетом максимального осевого усилия, действующего в винтовой передаче и посадочном диаметре тела ходового винта под упорный подшипник $d_n = 50$ мм согласно выражению (3.40) высота буртика должен быть $h_b \geq 7,34$ мм. Принимаем высоту буртика округленным и равным 8 мм, тогда согласно выражению (3.39) напряжения на срез при подъеме $\tau_{cp} = 20,84$ МПа, что меньше чем $[\tau_{cp}] = 80$ МПа, а при опускании $\tau_{cp} = 48,96$ МПа, что также меньше чем $[\tau_{cp}] = 80$ МПа, следовательно, при высоте буртика равной 8 мм условие прочности (3.30) выполнено, срез опорного буртика ходового винта не ожидается.

3.3.5. Расчет запаса прочности ходового винта

Для расчета ходового винта на прочность построим эпюры продольных сил и крутящих моментов, действующих на винт при подъеме балки переднего моста. При этом крутящий момент, создаваемый машинистом-оператором при вращении ходового винта гаечным ключом, определяется выражением (3.23).

Момент сопротивления, который возникает в сопряженных витках гайки и винта определяется согласно выражению (3.12).

Осевое усилие расчетное, действующее на ходовой винт под действием внешней нагрузки определяется согласно выражению (3.14).

Момент, необходимый для преодоления сопротивления в подшипниках определяется согласно выражению (3.19).

В конструкции винтового механизма переднего моста трактора с регулируемым клиренсом основная нагрузка ложится на два подшипника: №1 – 1208 ГОСТ 5720-75 (радиальный сферический двухрядный подшипник); №2 – 8210 ГОСТ 6874-75 (шариковый упорный подшипник).

По эпюрам (рис.3.6, в) наглядно видно, что на всем протяжении винта от точки приложения вертикальной нагрузки до гайки на винт совместно действуют осевая сила и крутящий момент. Необходимо еще отметить, что на гайку действует изгибающий момент от реакции почвы на переднее колесо.

Определим прочность винта при действии трех силовых факторов при подъеме балки передней моста. При этом считаем, что условие прочности обеспечивается при

где M_u – изгибающий момент, создающий напряженное состояние в рассчитываемом сечении винта, Нмм;

W_u – момент сопротивления изгибу сечения, мм³.

Изгибающий момент

$$M_u = Z_1 a_p, \quad (3.47)$$

где Z_1 – нормальная реакция почвы на переднее колесо по максимальной грузоподъемности, Н;

a_p – плечо нормальной реакции почвы, $a_p = 200$ мм.

Нормальная реакция почвы на переднее колесо по максимальной грузоподъемности

$$Z_1 = 0,5 \cdot G^{np}, \quad (3.48)$$

где G^{np} – сила тяжести от максимального груза, Н.

Момент сопротивления изгибу сечения винта

$$W_u = \frac{I_y}{x_{max}}, \quad (3.49)$$

где I_y – момент инерции сечения, мм⁴;

x_{max} – абсцисса максимально удаленной точки сечения, мм.

Касательное напряжение при кручении определяются следующим выражением [75]

$$\tau = \frac{M_{сп}}{W_p}, \quad (3.50)$$

где $M_{сп}$ – крутящий момент создаваемый машинистом-оператором при вращении ходового винта гаечным ключом, Нмм;

W_p – полярный момент сопротивления кручению, мм³.

Полярный момент сопротивления кручению [75]

$$W_p = \frac{\pi d_1^3}{16}. \quad (3.51)$$

Подставляя числовые значения величин в выражение (3.43) определяется значение величины запаса прочности винта по пределу текучести, и сопоставляется с допустимым значением запаса прочности по пределу текучести. По результатам расчетов проверяется выполнение условия прочности (3.42) и наличия у винта достаточного запаса прочности по пределу текучести.

3.3.6. Износостойкость винтовой передачи

Наиболее подвергаемому к износу элементом в винтовой паре «винт – гайка» являются их резьбы. Износ резьбы приводит к появлению осевого люфта в винтовой паре «винт – гайка», что не-

желательно. Для предотвращения интенсивного износа винтовой пары «винт – гайка» их резьбы рассчитывают на износостойкость.

Износостойкость на ограничение давления в резьбе винтовой передачи при действии максимальной осевой нагрузки согласно работе [71] определяется выражением

$$p = \frac{P^{(10)}_s}{\pi d_2^2 \psi_2 \xi} \leq [p], \quad (3.52)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

ψ_2 – коэффициент высоты гайки;

ξ – отношение высоты рабочего профиля резьбы к ее шагу;

$[p]$ – допускаемое давление в резьбе, для пары «винт – гайка», изготовленных из стали $[p] = 7.5-13$ МПа [69].

Подставляя числовые значения составляющих, определенных на основе параметров проектируемого винтового механизма приведенного в табл. 3.4 в выражение (3.52) определяется величина давления в резьбе и сопоставляется с допускаемым значением давления в резьбе.

Например, для винтового механизма переднего моста трактора с регулируемым клиренсом величина давления в резьбе $p = 5.68$ МПа, так как

$$p = 5,68 \text{ МПа} \leq [p] = 7,5 \text{ МПа},$$

то условие (3.52) выполнено, следовательно, износостойкость пары «винт – гайка» обеспечена.

Таким образом, предложенная методика расчета износостойкости винтовой передачи переднего моста универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом позволяет уже в стадии проектирования оценить износостойкости резьбы винтовой пары «винт–гайка» проектируемого винтового механизма.

3.3.7. Расчет призматического соединения

«хвостовик – гаечный ключ» винтового механизма

На переднем мосте трактора с регулируемым клиренсом потеря возможности вращения ходового винта гаечным ключом может привести к неработоспособности механизма регулировки клиренса трактора. Данный случай может произойти при смятии боковой поверхности – лыски хвостовика сопряженной с охватываемой ее

поверхностью гаечного ключа, под действием приложенной на него усилия. Поэтому для исключения смятия боковой поверхности – лыски хвостовика сопряженной с охватываемой ее поверхностью гаечного ключа рассчитывают призматическое соединение «хвостовик – гаечный ключ» на прочность.

Условие прочности призматического соединения «хвостовик – гаечный ключ» согласно работе [69] обеспечивается при

$$\sigma_{max} \leq [\sigma_{см}], \quad (3.53)$$

где σ_{max} – максимальное напряжение смятия, МПа;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия.

Максимальное напряжение смятия определяется по формуле [76]

$$\sigma_{max} = \frac{3M_{кр}}{4i_2 R_c^2 L_{прк}} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \frac{135}{i_2}} + \frac{1}{\sin \frac{135}{i_2}} \right), \quad (3.54)$$

где $M_{кр}$ – передаваемый соединением «хвостовик – гаечный ключ» максимальный крутящий момент, Н·мм;

i_2 – число граней, $i_2 = 2$;

R_c – средний радиус расположения сопряженных поверхностей соединения «хвостовик – гаечный ключ», мм.

Максимальный крутящий момент, передаваемый соединением «хвостовик – гаечный ключ» равен крутящему моменту создаваемый машинистом-оператором при вращении ходового винта гаечным ключом определяется согласно выражению (3.23).

Причем крутящий момент создаваемый машинистом-оператором при вращении ходового винта гаечным ключом должен быть достаточным для подъема и опускания балки переднего моста, т.е.

$$M_o < M_{кр}. \quad (3.55)$$

Здесь момент, необходимый для приведения передачи «винт – гайка» в движение определяется выражением (3.21).

Средний радиус расположения сопряженных поверхностей соединения «хвостовик – гаечный ключ»

$$R_c = 0.5 (R_1 + R_2), \quad (3.56)$$

где R_1 – радиус вписанной окружности между лысками, мм;

R_2 – радиус описанной окружности концевой участка ходового винта, мм.

Подставляя числовые значения величин в выражение (3.54) определяем максимальное напряжение смятия поверхности лы-

ски хвостовика ходового винта в винтовом механизме регулировки клиренса трактора

$$\sigma_{max} = \frac{3 \cdot 54000}{4 \cdot 2 \cdot 11,75^2 \cdot 8,5} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \frac{135}{2}} + \frac{1}{\sin \frac{135}{2}} \right) = 25,82 \text{ МПа.}$$

Учитывая то, что поверхность лыски хвостовика ходового винта в винтовом механизме регулировки клиренса трактора выполнена из ст. 45 ГОСТ 1050, согласно работе [72] можно определить, что допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}] = 260 \text{ МПа}$.

Так как $\sigma_{max} = 25,82 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 260 \text{ МПа}$, то условие (3.53) прочности призматического соединения «хвостовик – гаечный ключ» у винтового механизма регулировки клиренса трактора выполнено. При приложении окружного усилия (усилия рабочего) призматическое соединение «хвостовик – гаечный ключ» обеспечит передачу крутящего момента $M_{кв}$.

3.4. Расчеты по проверке надежности работы гидравлической системы универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

3.4.1. Расчет трубопроводов гидравлической системы

Гидравлическая система универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом включает в себя:

- гидрооборудование для управления механизмами задней навесной системы повышенной грузоподъемности: гидравлический распределитель, масляный насос, гидроцилиндры;

- объемный гидропривод рулевого управления (ОГРУ): масляный насос, насос-дозатор, исполнительный механизм;

- гидравлическую арматуру: масляный радиатор, гидрофильтр, замедлительный клапан, маслопроводы и арматуру для их соединения, рукава резиновые напорные неармированные с нитяным усилением, рукава, рукава высокого давления армированные, запорные устройства.

Управление потоком жидкости в гидроприводе задней навесной системы осуществляется четырехпозиционным золотниковым гидрораспределителем Р-80. Он за счет изменения направления и

ограничения потока рабочей жидкости в гидросистеме трактора обеспечивает распределение потоков рабочей жидкости от насоса к соответствующим полостям гидроцилиндров и отвод этой жидкости на слив в гидробак. В этом гидрораспределителе золотник может занимать четыре положения: «подъем», «нейтральное», «опускание принудительное» и «плавающее». Перемещение золотников осуществляется рычагами, связанными с рукоятками управления распределителем.

Для присоединения подводящих и отводящих рукавов высокого давления в переднюю крышку силовых цилиндров ввернуты штуцеры и замедлительные клапаны.

Замедлительный клапан ограничивает выход масла из поршневой полости цилиндра, тем самым обеспечивая плавное опускание навешенной на трактор сельхозмашины. Замедлительный клапан вворачивается на крышку силовых цилиндров отмеченной буквой «П».

Гидролинии имеют большую протяженность, и включает в себя маслопроводы, изготавливаемые из металлических трубопроводов, рукава резиновые напорные неармированные с нитяным усилением, рукава высокого давления армированные, соединительные и разрывные муфты с запорными клапанами и уплотнения.

Металлические трубопроводы напорных гидролиний изготавливают из стальных бесшовных труб, рассчитанных на давление до 32 МПа с внутренним диаметром 10, 12, 14, 16, 20, 24 и 30 мм и их применяют в основном для соединения гидроагрегатов, не имеющих взаимного перемещения. Тогда как рукавов высокого давления применяют для соединения гидроагрегатов имеющих взаимное перемещение. При этом для давления ниже 15 МПа используются рукава с одной металлической оплеткой, а для давления выше 15 МПа – с двумя и тремя оплетками.

При соединении маслопровода и рукава высокого давления накидную гайку заворачивают до отказа, иначе шарики отойдут от своих гнезд не на полную величину и не обеспечат необходимого сечения для прохода масла, что приведет к повышенному сопротивлению и потере рабочего давления.

Запорное устройство предназначено для автоматического запирания отсоединяемых полостей, что предотвращает вытекание масла на землю и попадание грязи в гидросистему.

При проектировании универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом наряду с другими системами и механизмами была проверена и гидравлическая система.

Гидросистема гидрообъемного рулевого управления (рис.3.7) включает в себя масляный бачок «Б4» с фильтром тонкой очистки рабочей жидкости «Ф3» и перепускным клапаном; гидронасос «Н2»; насос-дозатор «НД»; резервуар «Б2», выполняющий роль масляного бака при ручном (аварийном) режиме управления поворотом трактора, при неработающем двигателе и гидроцилиндр «Ц4», осуществляющий поворот направляющих колёс переднего моста трактора.

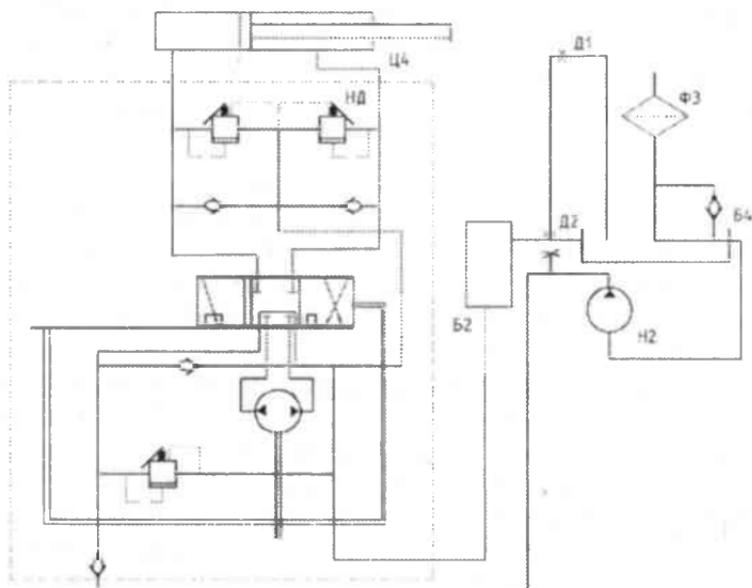


Рис.3.7. Гидросистема гидрообъемного рулевого управления

Для сохранения при отключенном двигателе необходимого давления рабочей жидкости в резервуаре «Б2» в гидросистеме рулевого управления предусмотрен отдельный гидробак для питания гидроагрегатов рулевого управления и в систему гидрообъемного рулевого управления введена гидролиния срыва вакуума дросселями «Д1» и «Д2». С учетом внесенных изменений произведен перерасчет трубопроводов гидролинии.

Гидролинии по назначению делятся на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и линии управления, в которых рабочая жидкость течет с различной скоростью и под разным давлением. Поэтому при расчете трубопроводов исходят из скорости и давления пропускаемых через них рабочей жидкости [77].

Внутренний диаметр трубопровода определяется выражением

$$d_{вн} = 0,46 \sqrt{\frac{Q_n}{v_m}}, \quad (3.57)$$

а его среднее значение будет

$$d_{ср} = 0,46 \sqrt{\frac{Q_n}{v_m^{ср}}}, \quad (3.58)$$

где Q_n – расчетная подача насоса, л/мин,

v_m – скорость рабочей жидкости при полной подаче, м/с,

$v_m^{ср}$ – среднее значение скорости рабочей жидкости, м/с.

Расчетная подача насоса определяется выражением

$$Q_n = \frac{N_n}{p_{сmax}}, \quad (3.59)$$

где N_n – мощность, потребляемая при работе гидроцилиндра на подъем навешенного орудия, кВт,

$p_{сmax}$ – давление максимальное в гидравлической системе, МПа.

По давлению насоса рассчитываем толщину стенок труб

$$s_r = \frac{p_r d_{вн}}{2[\sigma_p]}, \quad (3.60)$$

где p_r – давление в гидравлической системе, МПа;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение для углеродистых и низкоуглеродистых сталей, $[\sigma_p] = 147$ МПа.

По изложенной методике уже в стадии проектирования можно подобрать необходимый сортамент трубопроводов гидролинии для гидросистемы универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом. Результаты расчета, проведенные применительно к универсально-пропашному трактору с регулируемым клиренсом, сведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

Трубопровод	$v_{\text{кр}}$, м/с	$v_{\text{ср}}^{\text{г}}$, м/с	$d_{\text{вн}} \times s$, мм	$d_{\text{вн}}^{\text{г}} \times s$, мм	По сортаменту
Всасывающий	$1 \div 1.5$	1.25	12.9×1.5	17.1×1.5	25×1.5
Нагнетательный	$1.5 \div 2$	1.75	10.9×1.5	14.4×1.5	23×1.5
К цилиндрам	$3.5 \div 4.5$	4.0	7.2×1.09	9.5×1.09	14×1

На основе проведенных расчетов принята новая конструкция гидросистемы рулевого управления, в которой предусмотрен отдельный гидробак для питания гидроагрегатов рулевого управления и трубопроводы по новому сортаменту.

3.4.2. Расчет рычага поворотного вала гидронавесной системы

Универсально-пропашной трактор с регулируемым клиренсом для работы с наборами отечественных и импортных широкозахватных сельхозмашин повышенной производительности, как уже было отмечено, оснащен навесным устройством повышенной грузоподъемности [60].

При работе силовых гидроцилиндров движение поршня позволяет изменять положение поворотных рычагов навесной системы. Рычаги крепятся на поворотном валу. В навесном устройстве используются силовые гидроцилиндры двух типов: гидроцилиндры одностороннего действия, работающие только на подъем; гидроцилиндры двухстороннего действия, работающие как на подъем, так и на принудительное опускание. При полном выдвигении поршней силовых гидроцилиндров навесная система занимает крайнее верхнее положение, в крайнем нижнем положении – поршни задвинуты.

Наиболее нагруженными узлами в этом навесном устройстве являются рычаги поворотного вала (рис.3.8), которые при агрегатировании трактора с машин-орудием постоянно находятся под воздействием динамических нагрузок, создаваемых с одной стороны гидроцилиндром, а с другой силой тяги, а также силой тяжести машин-орудий.

На рычаге сечения *А-А* и *Б-Б* являются наиболее опасными сечениями, где может произойти под действием нагрузок излом рычага (рис.3.8 и 3.9).

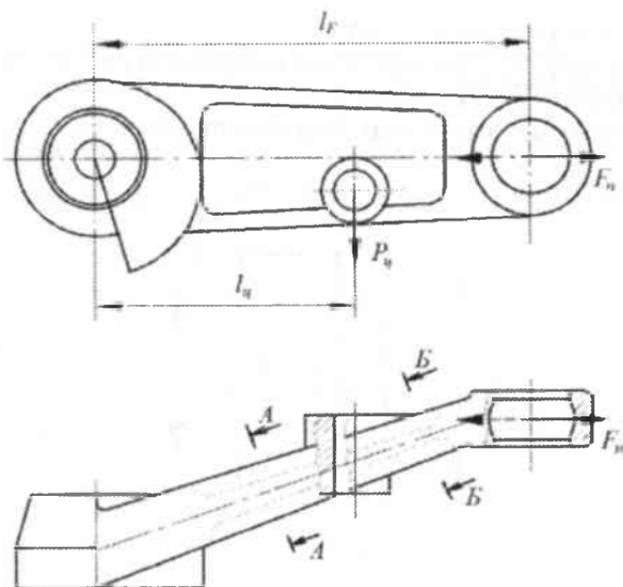


Рис.3.8. Рычаг поворотного вала гидронавесной системы (ГНС) универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Расчеты показали, что на рычаг в сечении $A-A$ от приложенного усилия гидроцилиндра P_u действует изгибающий момент M_{up} .

Если учесть, что изгибающий момент при действии максимального усилия гидроцилиндра P_u во время подъема навесной системы определяется выражением

$$M_{up} = P_u l_u, \text{ Нмм}, \quad (3.61)$$

где l_u – плечо, на которое действует усилие гидроцилиндра, мм, тогда напряжение, возникающее при изгибе, будет

$$\sigma = \frac{M_{up}}{W_p}, \quad (3.62)$$

где W_p – момент сопротивления при изгибе, м^3 .

« $A-A$ » и « $B-B$ »

Момент сопротивления W_p при изгибе будет

$$W_p = \frac{B_p H_p^3 - \frac{b_y (h_x^4 - h_o^4)}{2(h_x - h_o)}}{6 H_p}, \quad (3.63)$$

где B_p – толщина рычага, м;

- H_p – высота сечения рычага, м;
 b_p – величина углубления боковых проемов рычага, м;
 h_{xc} – высота ребра жесткости, м;
 h_o – высота дна углубления боковых проемов рычага, м.

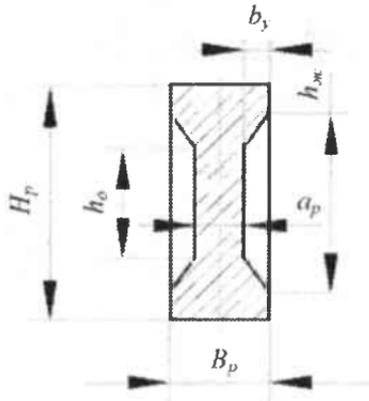


Рис.3.9. Параметры рычага ГНС универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом по сечениям

Запас прочности n_T без учета динамического воздействия определяется по следующей формуле

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma}, \quad (3.64)$$

где σ_T – предел текучести, МПа.

Условие прочности проверяется по неравенству

$$n_T \geq [n_T]_{\min}, \quad (3.65)$$

где $[n_T]_{\min}$ – табличное значение запаса прочности.

На рычаг в сечении Б–Б (рис.3.9) действует изгибающий момент M_{uf} от усилия F_n .

Момент сопротивления при изгибе будет

$$W_F = \frac{B_p^3 (H_p - h_{xc}) + h_o a^3 + \frac{h_{xc} - h_o}{8b} (B_p^4 - a_p^4)}{6B_p}, \quad (3.66)$$

где a_p – толщина ребра рычага, м.

Изгибающий момент M_{uf} при действии усилия F_n во время подъема навесной системы равен

$$M_{uf} = F_n l_p, \quad \text{Н мм}, \quad (3.67)$$

где l_p – плечо, на которое действует усилие F_n , мм.

Таблица 3.7

Исходные данные для расчета прочности рычага ГНС универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Наименование показателей	Значение показателей	
Схема кинематическая	820-4628010-10 К2	
Рычаг	1030-4628401	
Материал	Сталь 45 ГОСТ 1050	
Твердость	228...285 НВ	
Предел текучести σ_T , МПа [кгс/мм ²]	400 [41]	
Предел прочности σ_B , МПа [кгс/мм ²]	630 [64]	
Предел выносливости при изгибе σ_{-1} , МПа [кгс/мм ²]	280 [28.5]	
Усилие гидроцилиндра Ц-80, Н:		
– на подъеме	78897	
– при принудительном опускании	59173	
Сечение	А – А	Б – Б
Размеры, мм:		
–толщина рычага B_p , мм;	35.2	28.3
–высота сечении рычага H_p , мм;	86.4	77.8
–величина углубления боковых проемов рычага b_p , мм;	66.4	57.8
–высота ребра жесткости h_p , мм;	40.6	32.1
–высота дна углублении боковых проемов рычага h_p , мм;	9	9
–толщина ребра рычага a_p , мм	17.2	10.3

Напряжение, возникающее при изгибе, запас прочности без учета динамического воздействия и условие прочности в этом сечении проверяется по формулам (3.63), (3.64) и (3.65).

По изложенной методике была проверена прочность рычага навесного устройства выполненного по кинематической схеме 820-4628010-10 К2.

Расчет прочности рычага поворотного вала гидронавесной системы, производился по исходным данным, приведенным в табл.3.7.

Результаты расчета показали, что напряжения, возникающие в опасных сечениях при динамическом воздействии, находятся в пределах, обеспечивающих необходимого запаса прочности. При этом в сечении А-А $n_T = 1.81 > [n_T]_{min} = 1.4 \div 1.6$, а в сечении Б-Б $n_T = 1.42 > [n_T]_{min} = 1.4$, следовательно, условия прочности как в сечении А-А, так и в сечении Б-Б выполняются.

3.4.3. Расчет на прочность проушины рычага поворотного вала гидронавесной системы

Рычаг посредством нарезанных на его проушине шлицевых зубьев жестко насажен на шлицевых зубьях поворотного вала навесного устройства. Как видно проушина жестко связана с телом рычага, поэтому распределение в ней напряжений носит различный характер в зависимости от направления действия силы. В случае, когда сила сжимает рычаг и растягивает его, наиболее опасным является сечение вблизи заделки, положение которого определяется углом $-\beta$, (рис.3.10).

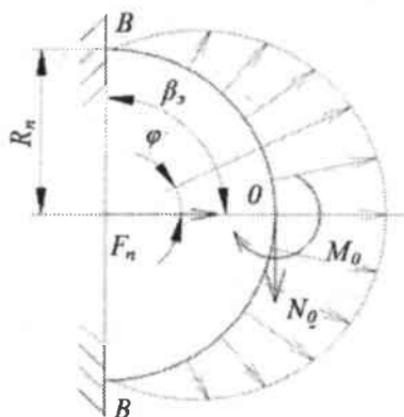


Рис.3.10. Схема к расчету проушины рычага поворотного вала на прочность

Для обеспечения безотказной работы навесного устройства при его проектировании проверяет прочность проушины рычага поворотного вала. Ниже приводим последовательность расчета на прочность проушины конкретной ГНС выполненной по кинематической схеме 820-4628010-10К2 по параметрам, принятым как исходные данные (табл.3.8).

Проушина рассчитана, как кольцо, защемленное по дуге и нагруженное распределенной нагрузкой, изменяющейся по косинусоидальному закону [23].

Наибольшая интенсивность распределенной нагрузки P_0 при $\varphi = 0^\circ$

$$P_0 = \frac{2F_n \cos \varphi}{\pi R_n}, \quad (3.68)$$

где F_n – сила, действующая на проушину, Н,
 R_n – средний радиус проушины, мм.

Таблица 3.8

Исходные данные для расчета прочности проушины рычага поворотного вала ГНС универсально-пропашного трактора

Наименование показателей	Значение показателей
Схема кинематическая	820-4628010-10 K2
Рычаг	1030-4628401
Материал	Сталь 45 ГОСТ 1050
Твердость	228...285 НВ
Предел выносливости при изгибе – σ_{-1} , МПа [кгс/мм ²]	280 [28.5]
Усилие гидроцилиндра Ц-80, Н:	
на подъеме	78897
при принудительном опускании	59173
Наружный радиус проушины, мм	36
Внутренний радиус проушины, мм	26

Возникающий в заделке (В) максимальный изгибающий момент определяется из выражения

$$M_u = M_0 + N_0 R_n (1 + \sin\beta) - F_n R_n \left(0,5 \cos \beta_3 + \frac{\sin \beta_3}{\pi} \right), \quad (3.69)$$

где $M_0 = P_0 R_n (0,0127 + 0,00083\beta)$, Нмм,

$N_0 = F_n (0,522 - 0,003 \beta_3)$, Н.

Нормальная сила в этом сечении

$$N_c = \frac{N_0 - F_n}{\sin \beta_3}. \quad (3.70)$$

Тогда максимальное напряжение на внутреннем радиусе проушины будет

$$\sigma_{max} = \frac{N_c}{S_c} + \frac{M_u z_r}{S_M R_{n2}}, \quad (3.71)$$

где S_c – площадь сечения, мм²,

z_r – расстояние от внутреннего волокна до нейтрального слоя, мм,

S_M – статический момент площади сечения, мм³,

R_{n2} – внутренний радиус проушины, мм.

Здесь расстояние z_r от внутреннего волокна до нейтрального слоя определяется по выражению

$$z_r = r_k - R_{n2} \quad (3.72)$$

а статический момент площади сечения по выражению

$$S_m = F_n \cdot z_{\theta} \quad (3.73)$$

где z_{θ} – расстояние от центра тяжести площади сечения до нейтрального слоя, мм.

Расстояние от центра тяжести площади сечения до нейтрального слоя определяется по следующему выражению

$$z_{\theta} = R_n - r_k \quad (3.74)$$

В этом выражении радиус кривизны нейтрального слоя – r_k определяется как

$$r_k = \frac{h_o}{\ln \frac{R_{n1}}{R_{n2}}}, \quad (3.75)$$

где h_o – толщина нейтрального слоя, мм,

R_{n1} – наружный радиус проушины, мм.

Запас статической прочности [78] проушины определяется по выражению

$$n_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a + (\psi_{\sigma})_D \cdot \sigma_m}, \quad (3.76)$$

где $(\sigma_{-1})_D$ – предел выносливости при изгибе по среднему диаметру шлицевого соединения, МПа,

$$\sigma_a = \sigma_m = 0,5 \sigma_{max},$$

σ_{max} – максимальное напряжение, МПа,

$(\psi_{\sigma})_D$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжения.

Заменяя σ_a и σ_m на σ_{max} , получим

$$n_{\sigma} = \frac{2(\sigma_{-1})_D}{\sigma_{max} (1 + (\psi_{\sigma})_D)}. \quad (3.77)$$

Условие прочности проверяются по следующему неравенству

$$n_{\sigma} > [n]_{min}, \quad (3.78)$$

где $[n]_{min}$ – допустимый предел прочности.

Расчет по вышеизложенной методике проушины рычага поворотного вала ГНС выполненной по кинематической схеме 820-4628010-10К2, изготовленного по параметрам, принятым как

исходные данные (табл.3.8) показали, что запас статической прочности наиболее загруженного участка проушины удовлетворяет условие прочности, т.е. $n_{\sigma} = 3,88 > [n]_{min} = 3$.

Таким образом, проведенный расчет показал, что проушина рычага поворотного вала ГНС, выполненного по кинематической схеме 820-4628010-10К2, вполне работоспособна и по прочности удовлетворяет предъявляемым требованиям.

3.4.4. Проверка навесоспособности универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

В процессе проектирования универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом необходима проверка его навесоспособности для оценки возможности агрегатирования с имеющимся комплексом машин-орудий.

Показатели навесоспособности любого проектируемого трактора определяются по следующим группам лимитирующих условий:

- продольная устойчивость и управляемость машинно-тракторного агрегата (МТА);
- грузоподъемность шин;
- грузоподъемность навесной системы.

Далее для сопоставления фактической и регламентируемой стандартом навесоспособности проектируемого трактора определяет значению максимально допускаемой вертикальной нагрузки для каждой группы лимитирующих условий и путем сопоставления их с максимально допускаемой вертикальной нагрузкой для i -ого лимитирующего условия, проверяет навесоспособности проектируемого трактора.

Например, максимальная вертикальная нагрузка, соответствующая лимитирующему условию P_{lim}^i и определяющая навесоспособность универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом будет

$$P_{lim} = \min \{P_{дон}^i\}, \quad (3.79)$$

где $P_{дон}^i$ – максимально допустимая вертикальная нагрузка для i -ого лимитирующего условия, Н.

Тогда фактическая навесоспособность NS^{ϕ} универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом будет равна

$$NS^{\phi} = \frac{P_{lim} \cdot 100\%}{G_m}, \quad (3.80)$$

Навесоспособность, регламентируемая стандартом NS^{cm} для универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом находят из выражения

$$NS^{cm} = \frac{P_{cm} \cdot 100\%}{G_m}, \quad (3.81)$$

где P_{cm} – стандартная допускаемая вертикальная нагрузка для универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, Н.

Далее определяется запас навесоспособности универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

$$\lambda_n = \frac{P_{lim}}{P_{cm}}, \quad (3.82)$$

и по полученным данным проводится анализ показателей навесоспособности проектируемого трактора и путем сопоставления фактической и регламентируемой стандартом навесоспособности определяется характеристики навесоспособности универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом.

Глава 4

Оценка устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

- 4.1. Определение координат центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом
- 4.2. Продольная и поперечная устойчивость универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом
- 4.3. Устойчивость движения универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

ГЛАВА 4.

Оценка устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

4.1. Определение координат центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Отличительной особенностью универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом от базовой модели является то, что его конструкция позволяет изменить агротехнический просвет, как под балкой переднего моста, так и под рукавами заднего моста.

Агротехнический просвет под балкой переднего моста, как уже было отмечено, регулируется винтовым механизмом регулировки клиренса, вмонтированным в конструкцию переднего моста, а просвет под рукавом заднего моста (рис.4.1) регулируется разворотом заднего бортового редуктора назад на угол $\alpha_{от}$ равного до 58° или обратно вперед.

Изменение клиренса переднего и заднего мостов приводит к изменению не только клиренса, но и длины базы и параметров координат центра тяжести трактора, следовательно, устойчивости его движения.

Технико-эксплуатационные показатели машинно-тракторных агрегатов (МТА), составленных на базе универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом находятся в зависимости от устойчивости движения последнего. Потеря трактором устойчивости выражается в его самопроизвольном отклонении от заданного направления, боковом скольжении или опрокидывании.

Кожухи заднего моста опускаются во II варианте клиренса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом на величину

$$\Delta h_{\text{окл}} = h_{\text{окл}}^I - h_{\text{окл}}^{\text{II}}, \quad (4.2)$$

где $h_{\text{окл}}^I, h_{\text{окл}}^{\text{II}}$ – рабочая высота заднего бортового редуктора, соответственно при I и II варианте клиренса трактора, мм.

База универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом во II варианте клиренса с учетом ее приращении за счет разворота заднего бортового редуктора назад на угол $\alpha_{\text{бм}}$

$$L^{\text{II}} = L^I + \Delta L, \quad (4.3)$$

где L^I, L^{II} – база трактора, соответственно при I и II варианте клиренса, мм.

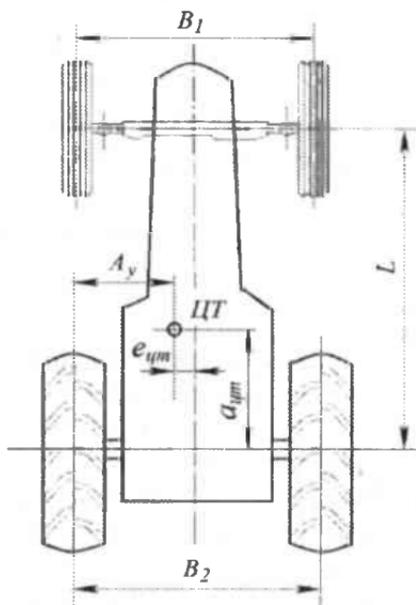


Рис.4.2. Расчетная схема к определению плеча устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Согласно расчетной схеме (рис.4.2) плечо устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в I варианте клиренса

$$A_1 = \frac{B_1 L^I + (B_2 - B_1)(L^I - a_{ym}^I)}{\sqrt{4(L^I)^2 + (B_2 - B_1)^2}}, \quad (4.4)$$

где B_1 – колея по передним колесам, мм;

B_2 – колея по задним колесам, мм;

$a_{цм}^I$ – горизонтальная координата центра тяжести при I варианте клиренса трактора, мм.

Плечо устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом во II варианте клиренса

$$A_y^{II} = \frac{B_1 L^{II} + (B_2 - B_1)(L^{II} - a_{цм}^{II})}{\sqrt{4(L^{II})^2 + (B_2 - B_1)^2}} \quad (4.5)$$

где $a_{цм}^{II}$ – горизонтальная координата центра тяжести при II варианте клиренса трактора, мм.

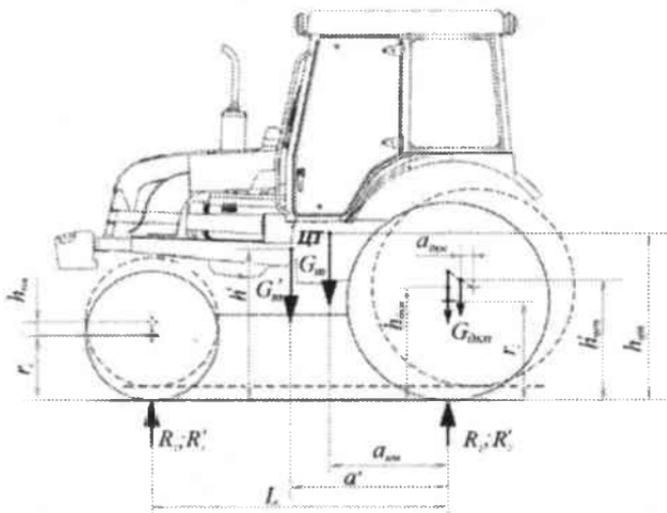


Рис.4.3. Расчетная схема к определению координат центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Ввиду того, что при переходе с одного клиренса на другой из-за разворота задних бортовых редукторов назад изменяется расположение центра тяжести этих редукторов. Поэтому для определения центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в зависимости от вариантов клиренса сначала определяют силу тяжести части этого трактора (ЧТ), т.е. без задних бортовых редукторов и координаты центра тяжести этой части трактора (рис. 4.3), т.е.

$$G_m' = G_m - 2G_{акс} \quad (4.6)$$

где G_m' – сила тяжести универсально-пропашного трактора без задних бортовых редукторов, Н;

G_m – сила тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, Н;

$G_{окл}$ – сила тяжести бортового редуктора, Н.

Горизонтальная координата центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом без задних бортовых редукторов в I варианте клиренса [23]:

$$a^{I'} = \frac{G_m a_{оп}^I - 2G_{окл} a_{окл}^I}{G_m'}, \quad (4.7)$$

где $a_{окл}^I$ – горизонтальная координата центра тяжести задних бортовых редукторов, мм.

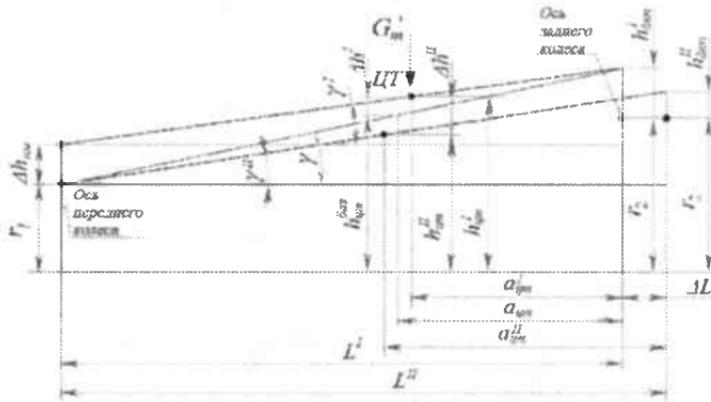


Рис.4.4. Условная расчетная схема к определению координат центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

На условной расчетной схеме (рис.4.4) показаны изменения в зависимости от клиренса параметров ЦТ трактора. В I варианте клиренса для получения необходимого агропросвета (870 мм) балка переднего моста поднимается на $\Delta h_{нм} = 198,9$ мм, что приведет к изменению вертикальной координаты центра тяжести трактора на величину $\Delta h'$, которая определяется выражением

$$\Delta h' = (L^I - a^I) \operatorname{tg} \gamma^I + \Delta h_{нм} - (L - a^{баз}) \operatorname{tg} \gamma, \quad (4.8)$$

$$\gamma^I = \operatorname{arctg} \frac{r_2 + h_{окл}^I - (r_1 + \Delta h_{нм})}{L^I}, \quad (4.9)$$

где γ – угол наклона условной линии, на которой расположен центр тяжести ЦТ в базовом варианте, градус;

γ^I – угол наклона условной линии, на которой расположен центр тяжести ЧТ в I варианте клиренса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, градус;

$h_{\text{окп}}^I$ – вертикальная координата центра тяжести задних бортовых редукторов в I варианте клиренса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, мм.

Вертикальная координата центра тяжести ЧТ универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в I варианте клиренса:

$$h^I = h^* + \Delta h^I, \quad (4.10)$$

где h^* – вертикальная координата центра тяжести ЧТ базового трактора, мм.

Тогда с учетом бортового редуктора вертикальная координата центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в I варианте клиренса

$$h_{\text{ум}}^I = \frac{G_m^* h^I + 2G_{\text{окп}} h_{\text{окп}}^I}{G_m}. \quad (4.11)$$

Горизонтальная координата центра тяжести ЧТ в II варианте клиренса

$$a^{II} = a^I + \Delta L. \quad (4.12)$$

Тогда горизонтальная координата центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом во II варианте клиренса

$$a_{\text{уг}}^{II} = \frac{G_m^* a^{II} + 2G_{\text{окп}} a_{\text{окп}}^{II}}{G_m}, \quad (4.13)$$

Во II варианте клиренса центра тяжести ЧТ опускается на Δh^I по сравнению с I вариантом клиренса, так как передняя ось опускается на $\Delta h_{\text{ну}}^I$, задние бортовые редукторы разворачиваются назад на угол 58° . Угол наклона условной линии, на которой расположен центр тяжести ЧТ (см. рис.4.4)

$$\gamma^{II} = \arctg \frac{r_2 + h_{\text{окп}}^{II} - r_1}{L^{II}}, \quad (4.14)$$

Тогда

$$\Delta h^{II} = (L^I - a^I) \text{tg} \gamma^I + \Delta h_{\text{нм}} - (L^{II} - a^{II}) \text{tg} \gamma^{II}. \quad (4.15)$$

Вертикальная координата центра тяжести ЧТ универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом во II варианте клиренса:

$$h^{II} = h^* - \Delta h^{II}, \quad (4.16)$$

Тогда с учетом бортового редуктора вертикальная координата центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом во II варианте клиренса

$$h_{\text{цт}}^{\text{II}} = \frac{G_m h_{\text{цт}}^{\text{I}} + 2G_{\text{дв}} h_{\text{дв}}^{\text{II}}}{G_m} \quad (4.17)$$

Опорные реакции универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в соответствии с вариантами клиренса:

$$R_1^{I(II)} = \frac{a_{\text{цт}}^{I(II)} G_m}{L^{I(II)}}; \quad (4.18)$$

$$R_2^{I(II)} = G_m - R_1^{I(II)}, \quad (4.19)$$

где $R_1^{I(II)}$, $R_2^{I(II)}$ – соответственно опорные реакции передних и задних колес универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в соответствии с вариантами клиренса, Н.

Таблица 4.1

Результаты расчета изменения технико-эксплуатационных параметров трактора от вида его клиренса

Наименование показателей и единица измерения	Обозначение показателей	Значение показателей
Приращение клиренса заднего моста трактора, мм	Δh	110.47
Приращение базы трактора при развороте бортового редуктора назад, мм	ΔL	199.29
База трактора (в I варианте), мм	L^I	2560.0
База трактора (в II варианте), мм	L^{II}	2759.29
Плечо устойчивости, мм при: – I варианте – II варианте	A^I A^{II}	910.25 910.26
Вертикальная координата центра тяжести трактора, мм при: – базовой модели – I варианте – II варианте	$h_{\text{цт}}^{\text{баз}}$ $h_{\text{цт}}^I$ $h_{\text{цт}}^{II}$	1396.58 1480.52 1322.51
Горизонтальная координата центра тяжести трактора, мм при: – базовой модели – I варианте – II варианте	$a_{\text{цт}}^{\text{баз}}$ $a_{\text{цт}}^I$ $a_{\text{цт}}^{II}$	1062.40 1011.75 1144.28

Опорные реакции трактора в I варианте, Н (кгс): – на передние колеса – на задние колеса	R_1^I R_2^I	17020 (1735) 28792 (2935)
Опорные реакции трактора во II варианте, Н (кгс): – на передние колеса – на задние колеса	R_1^{II} R_2^{II}	19325 (1970) 26487 (2700)

Анализ результатов расчета, проведенный по вышеуказанной последовательности показывает (табл.4.1), что изменение клиренса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом приводит к изменению длины базы и координат центра тяжести, а также к перераспределению силы тяжести трактора на его передние и задние колеса.

При сравнительно одинаковом плече устойчивости перевод универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом с низкоклинренсного варианта на высококлинренсный приводит к увеличению базы трактора на 199.29 мм, вертикальную координату центра тяжести на 158.01 мм и к уменьшению горизонтальной координаты центра тяжести трактора на 132.47 мм. Кроме того при этом происходит переброс 237 кг массы трактора от задних колес на передние.

Таким образом, исследования влияния клиренса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом на его технико-эксплуатационные характеристики показывают, что изменение клиренса с низкоклинренсного на высококлинренсный приводит к увеличению базы трактора, к увеличению вертикальной координаты и уменьшению горизонтальной координаты центра тяжести и перебросу части массы трактора от задних колес на передние. Все эти обстоятельства, связанные с изменением клиренса трактора должны быть учтены при проектировании универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом и при определении его устойчивости.

4.2. Продольная и поперечная устойчивость универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Изменение клиренса переднего и заднего мостов, как уже было сказано, приводит к изменению не только клиренса, длины базы и агротехнического просвета, но и параметров координат центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, следовательно, его устойчивости.

Эксплуатационные показатели универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом и составленных на его базе машинно-тракторных агрегатов (МТА) находятся в зависимости от устойчивости их движения. Потеря трактором устойчивости выражается в его самопроизвольном отклонении от заданного направления, боковом скольжении или опрокидывании.

Опрокидывание это вращательное движение трактора относительно некоторой оси, называемой осью опрокидывания. Ось опрокидывания это прямая, около которой возможен поворот трактора в вертикальной плоскости на некоторый угол.

Опрокидывание – это такой поворот трактора вокруг оси опрокидывания, при котором

$$M_{on} \geq M_{стаб} \quad (4.20)$$

где M_{on} – опрокидывающий момент, Нм;

$M_{стаб}$ – момент от сил, стремящихся вернуть трактор в исходное положение, Нм.

Опрокидыванию соответствует такое поднятие колес над опорной поверхностью, при котором угол крена остова достигает предельного значения и дальнейшее его движение в направлении крена под действием силы тяжести и инерции становится необратимым.

Главными критериями устойчивости трактора с регулируемым клиренсом против опрокидывания являются характеристики его геометрических параметров и расположение центра масс относительно опорных колес, определяющие границы статической устойчивости при помощи так называемых предельных углов подъема, спуска и бокового крена.

Свойство трактора сопротивляться опрокидывающему движению вокруг поперечной оси опрокидывания называется продоль-

ной устойчивостью трактора против опрокидывания. При этом опрокидывание происходит из-за перераспределения опорных реакций по мостам трактора и при равенстве нулю одной из них.

Для установления влияния клиренса на устойчивость универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом проводим анализ его продольной и поперечной устойчивости в низкоклинренсном (*I*) и высококлинренсном (*II*) положениях к опрокидыванию и к боковому скольжению (рис. 4.5).

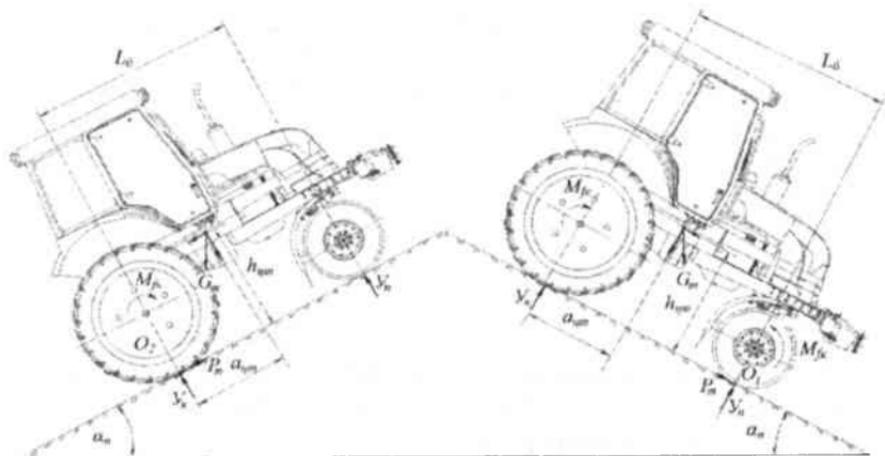


Рис.4.5. Расчетная схема

Недостаточная продольная и поперечная устойчивость при движении универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом по уклону или при спуске или же при работе на косогорий может привести к непоправимым последствиям, т.е. к его опрокидыванию. Поэтому во избежание нежелательных ситуаций проводят заранее расчет на продольную и поперечную устойчивость трактора.

При определении продольной устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом приняты следующие допущения:

- сопротивление воздуха мало, так как скорость движения трактора не более 30 км/ч, следовательно, $P_w = 0$;
- трактор движется равномерно, при котором $P_i = 0$;
- тяговая нагрузка отсутствует, т.е. $P_{кр} = 0$.

Наибольший угол подъема, при котором заторможенный трактор может стоять, не опрокидываясь, называют предельным статическим углом подъема $\alpha_{\text{ст}}$.

Угол начала опрокидывания трактора с регулируемым клиренсом в статическом положении [23] на подъеме в зависимости от вариантов вида клиренса определяется выражением

$$\alpha_{\text{прод}}^{I(II)} = \text{arctg} \left(\frac{a_{\text{ум}}^{I(II)}}{h_{\text{ум}}^{I(II)}} \right) \quad (4.21)$$

Из рис. 4.5 видно, что при предельном статическом угле подъема, если не учесть силы сопротивления качению, вектор силы тяжести проходит через ось опрокидывания O_2 .

В отличие от предельного статического угла подъема предельный статический угол спуска $\alpha_{\text{сп}}$ определяется из выражения

$$\alpha_{\text{прод}}^{I(II)} = \text{arctg} \left(\frac{L^{I(II)} - a_{\text{ум}}^{I(II)}}{h_{\text{ум}}^{I(II)}} \right), \quad (4.22)$$

где $a_{\text{ум}}^{I(II)}$, $h_{\text{ум}}^{I(II)}$ – соответственно по вариантам клиренса горизонтальная и вертикальная координата центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, мм;

$L^{I(II)}$ – соответственно по вариантам клиренса база универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, мм.

Угол начала сползания [23]

$$\alpha_{\varphi}^* = \text{arctg}(\varphi_c), \quad (4.23)$$

где φ_c – коэффициент сцепления с почвой.

Угол сползания $\alpha_{\varphi}^{I(II)}$ соответственно по вариантам клиренса трактора при заторможенных задних ведущих колесах [23] определяется выражениями на подъеме

$$\alpha_{\varphi}^{I(II)} = \text{arctg} \left(\frac{\varphi_c (L^{I(II)} - a_{\text{ум}}^{I(II)})}{L^{I(II)} - h_{\text{ум}}^{I(II)} \varphi_c} \right), \quad (4.24)$$

на уклоне

$$\alpha_{\varphi}^{I(II)} = \text{arctg} \left(\frac{\varphi_c (L^{I(II)} - a_{\text{ум}}^{I(II)})}{L^{I(II)} + h_{\text{ум}}^{I(II)} \varphi_c} \right), \quad (4.25)$$

Критический угол наклона дороги $\alpha_{\text{сп,ок}}^{I(II)}$ соответственно по вариантам клиренса трактора по условиям сцепления шин с опорной поверхностью, при котором может начаться скольжение ведущих колес, определяется [23] выражением

$$\alpha_{\text{сп,ок}}^{I(II)} = \text{arctg} \left(\frac{\varphi_c \cdot (L^{I(II)} - a_{\text{ум}}^{I(II)}) - f \cdot L^{I(II)}}{(L^{I(II)} - h_{\text{ум}}^{I(II)} \cdot \varphi_c)} \right), \quad (4.26)$$

где f – коэффициент сопротивления самопередвижению.

Условие гарантированной устойчивости трактора против опрокидывания [79]

$$\alpha_{\text{прод}}^{I(II)} \geq \alpha_{\text{сп.ск.}}^{I(II)} \quad (4.27)$$

Условие продольной устойчивости трактора против опрокидывания при резком торможении [79]

$$\alpha_{\text{прод}}^{II(III)} \geq \varphi_c \quad (4.28)$$

При расчете поперечной устойчивости определяют угол начала опрокидывания и угол начала сползания на склоне (рис.4.6).

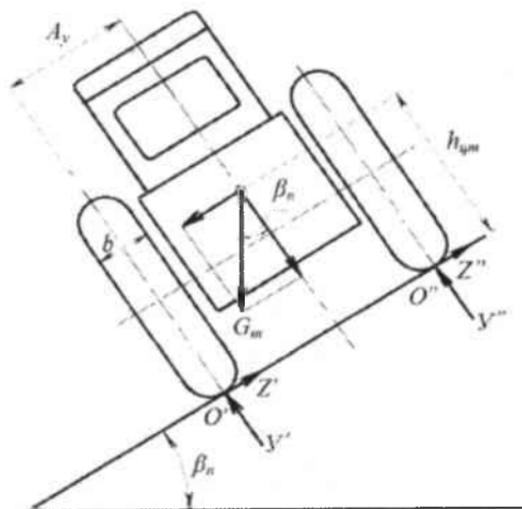


Рис.4.6. Расчетная схема

Угол начала опрокидывания β_n на склоне [23] в зависимости от вариантов вида клиренса трактора определяется выражением

$$\beta_n^{I(II)} = \arctg \left(\frac{A_y^{I(II)}}{h_{gm}^{I(II)}} \right) \quad (4.29)$$

где $A_y^{I(II)}$ – плечо устойчивости трактора, мм;

$h_{gm}^{I(II)}$ – вертикальная координата центра тяжести трактора, мм.

Угол начала сползания на склоне [23]

$$\beta_\varphi = \arctg (0,8 \cdot \varphi_c). \quad (4.30)$$

При наличии динамических воздействий от микронеровностей пути динамический угол боковой устойчивости [80]

$$\beta_{\text{дин}}^{I(II)} = (0,4 \div 0,6) \cdot \beta_n^{I(II)}. \quad (4.31)$$

Результаты расчета устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, произведенные по изложенной методике сведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Наименование показателей, условное обозначение и единица измерения	Значение показателей по вариантам		Увеличение (+) или уменьшение (-), %
	I	II	
I. Продольная устойчивость			
Угол продольной статической устойчивости (подъем) $\alpha^{I(II)}$, градус	32.72	41.35	26.39
Угол продольной статической устойчивости (уклон) $\alpha'^{I(II)}$, градус	47.38	50.34	6.25
Угол продольной устойчивости. Трактор движется равномерно по стерне (подъем) $\alpha^{I(II)}$, градус	30.67	39.52	28.85
Угол продольной устойчивости. Трактор движется равномерно по стерне (уклон) $\alpha'^{I(II)}$, градус	48.64	51.60	6.07
Критический угол наклона дороги, на котором может начаться скольжение ведущих колес по условиям сцепления шин с ОП на стерне $\alpha^{I(II)}$, градус	29.73	24.63	-17.15
Условие гарантированной устойчивости трактора против опрокидывания на стерне $\{\alpha > \alpha'\}$	Выполнено	Выполнено	
Угол начала сползания трактора α_{Φ}^* , градус			
на стерне		34.99	
на грунтовой дороге		33.02	
на бетонном покрытии		37.23	
Угол сползания заторможенного трактора на подъеме $\alpha^{I(II)}$, градус			
на стерне	36.47	31.34	-14.06
на грунтовой дороге	33.21	28.63	-13.79
на бетонном покрытии	40.44	34.65	-14.31
Угол сползания заторможенного трактора на уклоне $\alpha'^{I(II)}$, градус			
на стерне	23.57	16.86	-28.46

на грунтовой дороге	22.06	15.99	-27.51
на бетонном покрытии	25.32	17.85	-29.5
При экстренном торможении трактора условие $\{a_{задн} \geq \varphi_n\}$			
на стерне	Выполнено	Выполнено	
на грунтовой дороге	Выполнено	Выполнено	
на бетонном покрытии	Выполнено	Выполнено	
2. Поперечная устойчивость			
Угол поперечной устойчивости $\beta_n^{(III)}$, град	31.58	34.55	9.42
Угол начала сползания на склоне (стерня) β_n , градус			
на стерне		29.25	
на грунтовой дороге		27.47	
на бетонном покрытии		31.30	
Динамический угол боковой устойчивости трактора $\beta_{дин}^{(III)}$, градус	12.63	13.82	

Изменение клиренса трактора с низкоклинренного на высококлинренный приводит к ухудшению как продольной, так и поперечной устойчивости трактора.

Наиболее простым способом повышения продольной устойчивости трактора считается размещение в передней части трактора на раме специальных балластных грузов. Такой способ широко используется для повышения продольной устойчивости колесных тракторов при агрегатировании с ним тяжелых, навешанных сзади него машин-орудий. Хотя этот способ повышения продольной устойчивости трактора является наиболее простым, но, в то же время, с точки зрения эффективности использования энергетических возможностей трактора, не очень привлекательным. Поэтому в последние годы вместо балластных грузов стали применять передненавешанных к трактору машин-орудий [81]. Передненавешанные машины-орудия с одной стороны повышают продольную устойчивость трактора, а с другой – обеспечивает равномерную нагрузку на передние и задние колеса трактора.

Следует также отметить, что для универсально-пропашных тракторов совершающие транспортные работы или холостые пе-

реезды с участка на участок для устойчивости на поворотах угол бокового крена имеет существенное значение. Ниже рассмотрим влияние клиренса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом на его боковую устойчивость.

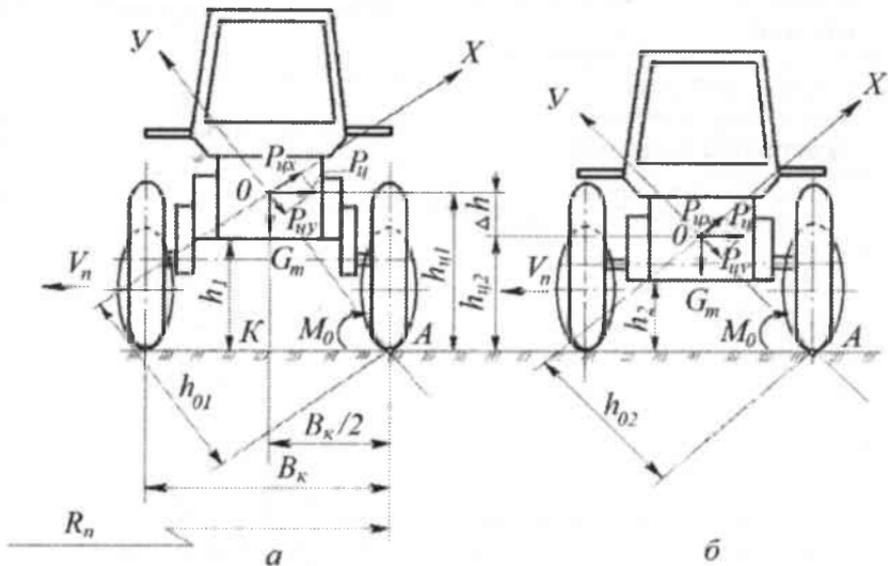


Рис.4.7. Расчетные схемы к определению опрокидывающего момента:
а) высококлиренсный трактор; б) низкоклиренсный трактор

Из рис.4.7 видно, что при криволинейном движении универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом на поворотах вокруг центра поворота, расположенного на расстоянии R_n от точек касания внешнего переднего и заднего колеса, за счет центробежной силы $P_{ц}$ возникает опрокидывающий момент M_o . Этот момент стремится опрокинуть трактор относительно линии, проходящей по точкам касания внешнего переднего и заднего колеса. Проекцию, этой линии с некоторым допущением можно принять соответствующим точке А. Тогда величина опрокидывающего момента определяется из следующего выражения

$$M_o = P_{цx} h_o, \quad (4.32)$$

где M_o – опрокидывающий момент, Нм;

$P_{цx}$ – составляющая по оси X центробежной силы $P_{ц}$, Н;

h_o – плечо опрокидывающего момента, м.

Плечо опрокидывающего момента определяется из треугольника OKA . Для высококлиренсного (рис.4.7, а) варианта трактора (используемого на междурядной обработке посевов хлопчатника) плечо опрокидывающего момента будет

$$h_{o1} = OA = \sqrt{(OK)^2 + (KA)^2} = \sqrt{h_{y1}^2 + \frac{B_{\kappa}^2}{4}}, \quad (4.33)$$

а для низкоклиренсного (рис.4.7, б) варианта трактора, применяемого при транспортных работах плечо опрокидывающего момента будет

$$h_{o2} = OA = \sqrt{(OK)^2 + (KA)^2} = \sqrt{h_{y2}^2 + \frac{B_{\kappa}^2}{4}}. \quad (4.34)$$

Тогда опрокидывающие моменты для этих двух вариантов будут соответственно

$$M_{o1} = P_{\text{вх}} \sqrt{L_{\text{ц1}}^2 + \frac{B_{\kappa}^2}{4}}, \quad (4.35)$$

$$M_{o2} = P_{\text{вх}} \sqrt{h_{y2}^2 + \frac{B_{\kappa}^2}{4}}. \quad (4.36)$$

Так как $h_{y1}^2 > h_{y2}^2$, то $M_{o1} > M_{o2}$, следовательно, при низкоклиренсном варианте трактор к опрокидыванию более устойчив.

Таким образом, одним из эффективных способов повышения устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, как в продольном, так и в поперечном направлении является понижение его центра тяжести в результате уменьшения клиренса трактора.

4.3. Устойчивость движения универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Эксплуатационные показатели универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом и составленных на их базе машинно-тракторных агрегатов, характеризующие качество выполнения различных технологических операций, а также безопасность работы на них, находятся в зависимости от устойчивости их движения.

Неравномерность обработки почвы, наличие погрешностей и перекрытий обрабатываемых участков, неполное уничтожения

сорных растений в междурядьях, повреждение и засыпание культурных растений в рядах, опрокидывание, подпрыгивание и галопирование являются, как правило, следствием нарушения устойчивости движения трактора и агрегатируемого с ним машин-орудий или транспортного средства.

Опрокидывание, а также подпрыгивание и галопирование, которые также могут привести к опрокидыванию являются наиболее жизнеопасным для машиниста-оператора. Поэтому ниже рассмотрим, какие конструктивные параметры универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом (рис.4.8) существенно влияют на эти показатели.

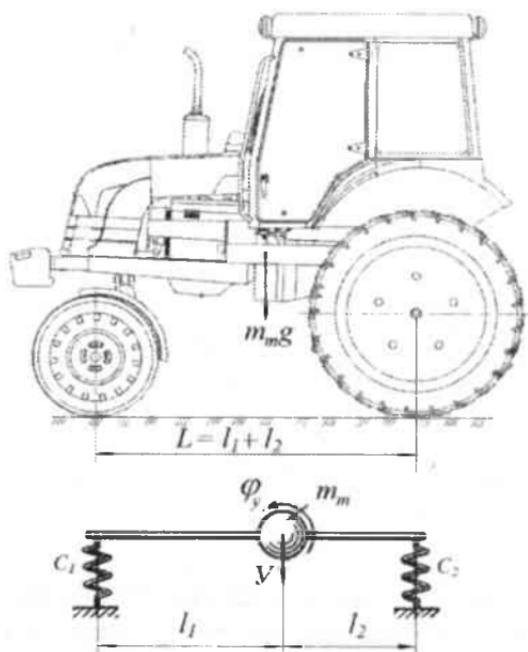


Рис.4.8. Расчетная схема к определению устойчивости движения универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

По аналогии работы [82] дифференциальные уравнения колебания универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом имеют форму

$$m_m \ddot{y} + (c_1 + c_2) y + (c_1 l_1 - c_2 l_2) \varphi_y = 0 \quad (4.37)$$

$$m_m r_j^2 \ddot{\varphi}_y + (c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2) \varphi_y + (c_1 l_1 - c_2 l_2) y = 0 \quad (4.38)$$

где m_m – масса универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, кг;

y – линейное перемещение, м;

φ_y – угловое перемещение, рад;

r_j – радиус инерции трактора, м², $r_j^2 = l_1 l_2$;

c_1, c_2 – соответственно жесткости шин передних и задних колес;

l_1, l_2 – соответственно расстояние от центра тяжести до точки опоры переднего и заднего колеса, м.

Если учесть, что составляющие c_1 и c_2 , принимаемых при решении уравнений (4.37) и (4.38) для обоих вариантов универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом не меняется, тогда как база L не что иное как

$$L = l_1 + l_2, \quad (4.39)$$

следовательно, в соответствии с уравнениями (4.37) и (4.38) путем изменения длины базы можно существенно уменьшить подпрыгивание и галопирование универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом.

При превышении критических значений подпрыгивание и галопирование может привести к нарушению устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом против опрокидывания.

Таким образом, у универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, за счет увеличения длины базы при переводе от высококлиренсного положения в низкоклиренсное, можно существенно уменьшить подпрыгивание и галопирование трактора.

Обычно для обеспечения устойчивости движения в конструкциях трактора предусматривается ряд мер. Например, для повышения курсовой устойчивости и облегчения вывода из поворота универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом передние колеса устанавливаются с развалом в вертикальной и схождение в горизонтальной плоскостях, а шкворни поворотных кулаков – с наклоном в продольной и поперечной плоскостях.

В процессе поворота центробежная сила, действующая на машину, вызывает поперечные реакции в контакте шины с дорогой. Равнодействующая этой реакции, приложенная примерно в центре контакта, создает относительно оси шкворня стабилизирующий момент, который стремится вернуть колесо в исходное положение.

Но, несмотря на все эти меры, как уже было отмечено, из-за воздействия центробежной силы может возникнуть опасная ситуация приводящая к опрокидыванию трактора. При высококлиренсном положении трактора опасность опрокидывания его в поперечном направлении значительно больше, чем в продольном. Это объясняется высоким расположением центра тяжести трактора при сравнительно невысоких величинах ширины колеи.

Следует также учесть, что неравномерное распределение нагрузки на трактор или навеска на него машин-орудий с большой массой может привести к смещению центра тяжести, отрыву передних колес от дороги и потере управляемости.

В зависимости от массы навешиваемых на трактор машин-орудий и вида клиренса трактора меняется и расположение по высоте центра тяжести МТА, а, следовательно, при определенных условиях может снизиться устойчивость МТА.

Таким образом, у универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом при переводе от высококлиренсного в низкоклиренсное положение за счет увеличения длины базы существенно уменьшается подпрыгивание и галопирование трактора, а за счет снижения высоты расположения центра тяжести повышается устойчивость трактора.

Глава

5



Оценка эксплуатационных качеств универсально- пропашного трактора с регулируемым клиренсом

- 5.1. Тяговая характеристика универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

ГЛАВА 5.

Оценка эксплуатационных качеств универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

5.1. Тяговая характеристика универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

5.1.1. Определение основных параметров тяговой характеристики универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Основными параметрами тяговой характеристики универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом являются: теоретическая и действительная скорость движения, тяговые усилия на крюке, тяговая мощность и тяговый удельный расход топлива [23].

Исходные данные, принятые при тяговом расчете на примере универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом приведены в табл. 5.1.

Теоретическая скорость движения универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом V_m при номинальной частоте вращения двигателя определяется по зависимости

$$V_m = \frac{r_d \omega_d}{u}, \quad (5.1)$$

где r_d – динамический радиус заднего ведущего колеса, м. $r_d = r_2 + 0,83 v_{ш2}$, здесь r_2 – статический радиус и $v_{ш2}$ – ширина шины заднего ведущего колеса, м;

u – общее передаточное число заднего ведущего колеса;

ω_δ – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с.

Таблица 5.1

Исходные данные

Наименование показателей	Значение показателей	
Формула колесная	4К2	
Марка двигателя	Д-245	
Эксплуатационная мощность двигателя N_e , кВт (л.с.)	74 (100)	
Номинальная частота вращения двигателя n_δ , мин ⁻¹	2200	
Масса трактора эксплуатационная m_m , кг	4680	
Масса, приходящаяся на передние колеса m_1 , кг	1826	
Масса, приходящаяся на задние колеса m_2 , кг	2854	
Статический радиус заднего колеса r_2 , мм (при шине 18,4 R38 ГОСТ7463-2003)	800	
Варианты компоновки:	Высокий клиренс	Низкий клиренс
База трактора L , мм	2498	2679
Высота до линии действия силы тяги на крюке h_k , мм	702.8	673
Кинематическая схема	1033-0000500(2)К3	

Расчетные значения теоретической скорости движения универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом при номинальной частоте вращения коленчатого вала определенные согласно выражению (5.1) представлены в табл. 5.2.

Действительная скорость движения универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом определяется по формуле

$$V_o = V_m \eta_\delta = V_m (1 - \delta), \quad (5.2)$$

где η_δ – коэффициент, учитывающий потери от буксования;
 δ – коэффициент буксования.

Таблица 5.2

Теоретическая скорость движения универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом при номинальной частоте вращения коленчатого вала

Передний ход					Задний ход				
Диа-пазон	Пере-дача	u	V_m		Диа-пазон	Пере-дача	u	V_m	
			км/ч	м/с				км/ч	м/с
I	1d-1	512.813	1.294	0.36	I	1d-1	430.970	1.540	0.43
	1d-2	384.836	1.724	0.48		1d-2	323.418	2.052	0.57
	1d-3	272.316	2.437	0.68		1d-3	228.856	2.899	0.81
	1d-4	204.927	3.238	0.90		1d-4	172.222	3.853	1.07
II	2d-1	236.255	2.808	0.78	II	2d-1	198.550	3.342	0.93
	2d-2	177.296	3.742	1.04		2d-2	149.000	4.453	1.24
	2d-3	125.457	5.289	1.47		2d-3	105.435	6.293	1.75
	2d-4	94.411	7.028	1.95		2d-4	79.343	8.363	2.32
III	3d-1	103.589	6.405	1.78	III	3d-1	87.057	7.622	2.12
	3d-2	77.737	8.535	2.37		3d-2	65.331	10.156	2.82
	3d-3	55.008	12.062	3.35		3d-3	46.229	14.353	3.99
	3d-4	41.396	16.029	4.45		3d-4	34.789	19.073	5.30

Тяговое усилие на крюке будет

$$P_{кр} = P_k - P_f, \quad (5.3)$$

где P_k – касательная сила тяги, Н;

P_f – сопротивление самопередвижению, Н.

Касательная сила тяги определяется выражением

$$P_k = \frac{u \eta_m M_o}{r_2}, \quad (5.4)$$

где η_m – механический КПД силовой передачи универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом (табл.5.3);

M_o – крутящий момент двигателя, Нм.

Сопротивление на самопередвижение определяется как,

$$P_f = f_n G_m \cos \alpha, \quad (5.5)$$

где f_n – коэффициент перекачивания;

$G_{\text{мт}}$ – сила тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом при эксплуатационной массе, Н;
 α – угол наклона, градус.

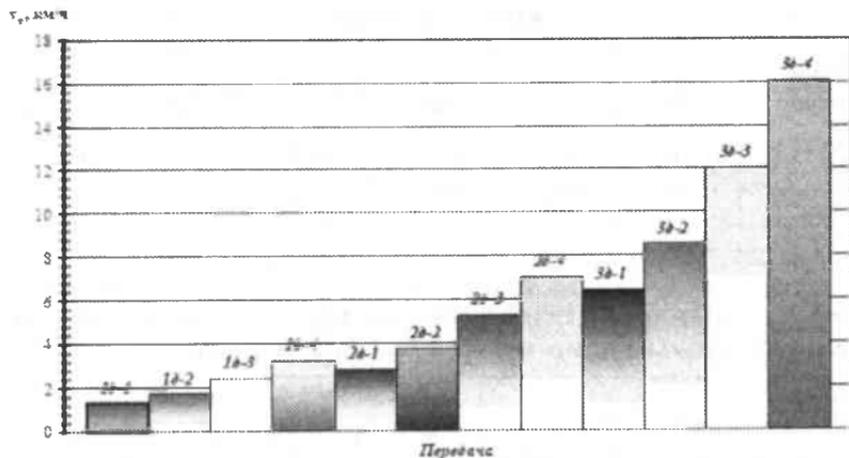


Рис.5.1. Скоростной ряд универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом (передний ход)

Тяговое усилие на крюке универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, ограниченное сцеплением ведущих колес с почвой

$$P_{\text{крс}}^{\text{max}} = P_{\text{к}} - P_{\text{ф}} = G_{\text{сц2}} \cdot \varphi_{\text{с}} - P_{\text{ф}} \quad (5.6)$$

где $\varphi_{\text{с}}$ – коэффициент сцепления.

Таблица 5.3

Механический КПД силовой передачи универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Ход	Передача	$\eta_{\text{мс}}$
Передний	1d-1 ÷ 2d-4	0.842
	3d-1 ÷ 3d-4	0.877
Задний	1d-1 ÷ 2d-4	0.859
	3d-1 ÷ 3d-4	0.895

Мощность ведущих колес определяется выражением

$$N_{\text{к}} = \eta_{\text{мс}} N_{\text{е}}, \quad (5.7)$$

где $N_{\text{е}}$ – эффективная мощность двигателя, кВт.

Таблица 5.4

Тяговое усилие на крюке универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, ограниченное сцеплением ведущих колес с почвой

Почвенный фон	f_n	φ_c	P_f		P_{max}	
			кН	кгс	кН	кгс
бетонный трек	0.018	0.76	0.826	84.24	20.452	2084.80
стерня	0.1	0.7	4.591	468	15.007	1529.80

Таблица 5.5

Расчет тяговых показателей универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом на высших передачах 3d-3, 3d-4

Вид клиренса	Диапазон	Передача	$P_{\text{кр}}$ кгс	V_m км/ч	$V_{\text{д}}$ км/ч	δ	$N_{\text{кр}}$ л.с.	$g_{\text{кр}}$, г/л.с.ч)	$G_{\text{ф}}$ кг/ч	$\eta_{\text{тс}}$
Бетон										
ВК	III (п/х)	3d-3	1870	12.06	11.40	0.055	78.99	223.5	17.65	0.790
		3d-4	1386	16.03	15.46	0.036	79.38	222.3	17.65	0.794
	III (з/х)	3d-3	1592	14.35	13.74	0.043	81.00	217.9	17.65	0.810
		3d-4	1177	19.07	18.52	0.029	80.72	218.6	17.65	0.807
НК	III (п/х)	3d-3	1870	12.06	11.38	0.056	78.83	223.9	17.65	0.788
		3d-4	1386	16.03	15.45	0.036	79.33	222.5	17.65	0.793
	III (з/х)	3d-3	1592	14.35	13.72	0.044	80.91	218.2	17.65	0.809
		3d-4	1177	19.07	18.51	0.030	80.69	218.7	17.65	0.807
Стерня										
ВК	III (п/х)	3d-3	1486	12.06	10.34	0.143	56.93	310.0	17.65	0.569
		3d-4	1003	16.03	14.71	0.082	54.63	323.1	17.65	0.546
	III (з/х)	3d-3	1208	14.35	12.86	0.104	57.55	306.7	17.65	0.575
		3d-4	793	19.07	17.86	0.063	52.48	336.3	17.65	0.525
НК	III (п/х)	3d-3	1486	12.06	10.28	0.147	56.62	311.7	17.65	0.566
		3d-4	1003	16.03	14.69	0.083	54.55	323.5	17.65	0.546
	III (з/х)	3d-3	1208	14.35	12.83	0.106	57.40	311.8	17.65	0.574
		3d-4	793	19.07	17.85	0.064	52.44	341.3	17.65	0.524

Тяговая мощность определяется выражением

$$N_{кр} = P_{кр} \frac{V_d}{1000}, \quad (5.8)$$

Удельный расход топлива кг/кВт.ч определяется выражением

$$g_{кр} = \frac{G_q}{N_{кр}}, \quad (5.9)$$

или же в г/кВт.ч

$$g_{кр} = 1000 \frac{G_q}{N_{кр}}, \quad (5.10)$$

где G_q – часовой расход топлива, кг/ч.

На основе изложенной методики проведен расчет тяговых показателей универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом на каждой передаче движения, как на бетоне, так и на стерне при различных нагрузках, результаты сведены в Приложении в табл. П.1–П.10.

Результаты расчета показали, что эксплуатационная мощность универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в обоих вариантах исполнения клиренса, как переднем, так и заднем ходу движения полностью реализуется только на высших передачах 3d-3, 3d-4 (табл.5.5).

5.1.2. Баланс мощности трактора с регулируемым клиренсом

При установившемся прямолинейном движении универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом без отбора мощности на горизонтальном участке уравнение баланса мощности будет

$$N_e = N_{кр} + N_{mn} + N_{\delta} + N_f, \quad (5.11)$$

где N_{mn} – мощность, потерянная на трение в механизмах передачи от двигателя к ведущим колесам, кВт;

N_{δ} – мощность, потерянная на буксование ведущих колес, кВт;

N_f – мощность, потерянная на передвижение самого трактора, кВт.

Следовательно, мощность на крюке универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом будет

$$N_{кр} = N_e - N_{mn} - N_{\delta} - N_f. \quad (5.12)$$

Мощность, потерянная на трение в механизмах передачи от двигателя к ведущим колесам

$$N_{mn} = N_e (1 - \eta_{mc}). \quad (5.13)$$

Мощность, потерянная на буксование ведущих колес

$$N_\delta = \delta N_e \eta_{mc}. \quad (5.14)$$

Мощность, потерянная на передвижение самого трактора

$$N_f = \frac{f_n G_{mp} v_0}{270}. \quad (5.15)$$

С учетом того, что на универсально-пропашном тракторе с регулируемым клиренсом устанавливается двигатель марки Д-243, то при расчетах баланса мощности воспользуемся регуляторной характеристикой (рис.5.2) этого двигателя.

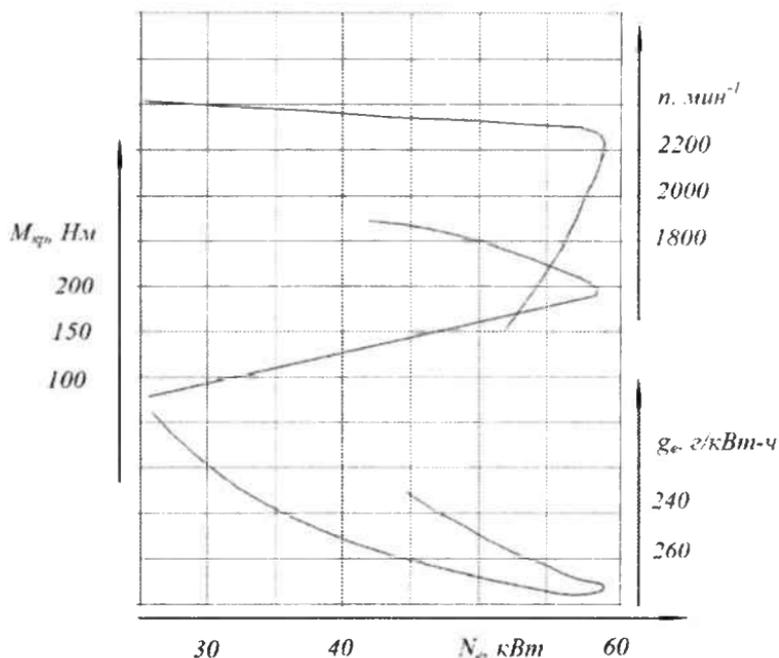


Рис.5.2. Регуляторная характеристика двигателя Д-243

На основе изложенной методики проведен расчет тяговых показателей универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом на каждой передаче движения, как на бетоне, так и на стерне при различных нагрузках, результаты сведены в Приложении в табл. П.1–П.10.

При этом предполагается, что универсально-пропашной трактор с регулируемым клиренсом в высококлиренсном (ВК) исполнении будет функционировать в рабочем режиме при выполнении технологических операций, а в низкоклиренсном (НК) – в транспортном режиме на транспортных работах. Исходя из этого предположения по расчетным данным построены графики зависимости $\delta = f(P_{кр.н})$, $M_{кр.н} = f(P_{кр.н})$, $N_{кр.н} = f(P_{кр.н})$, $v_d = f(P_{кр.н})$, $g_{кр.н} = f(P_{кр.н})$, $G_v = f(P_{кр.н})$ (см. Приложение табл. П.1–П.10).

Анализируя результаты расчетов можно отметить, что если за исходное принять высококлиренсное исполнение, то перевод трактора в низкоклиренсное положение, сопровождаемое увеличением базы на 7.2% и уменьшением клиренса на 4.35%, приводит к тому, что:

- тяговое усилие при максимальной тяговой мощности на бетоне уменьшается на 2.7%, а на стерне – 2.17%;
- максимальная тяговая мощность на бетоне уменьшается на $2.6 \div 2.8$ %, а на стерне – $2.24 \div 3.91$ %;
- часовой расход топлива на бетоне уменьшается на $0,69 \div 1,79$ %, а на стерне – $0.29 \div 2.9$ %.

Работа универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом на передачах $1d-1 \div 3d-2$ переднего и заднего хода при больших значениях силы тяги на крюке вызывает значительные потери от буксования ведущих колес, что в свою очередь отражается на крюковой мощности. На этих передачах эксплуатационная мощность двигателя полностью не используется. Это позволяет одновременно агрегатировать трактор с регулируемым клиренсом с сельскохозяйственными машинами, и использовать привод от вала отбора мощности.

5.1.3. Определение тягового класса трактора с регулируемым клиренсом

Согласно требованиям ГОСТ 27021-86 тяговый класс трактора определяется по значению номинального тягового усилия на стерне.

Расчетное значение номинального тягового усилия $P_{кр.н}^*$ трактора с регулируемым клиренсом определяется по формуле

$$P_{кр.н}^* = A m_s, \quad (5.16)$$

где A – коэффициент, устанавливаемый в зависимости от вида трактора;

m – эксплуатационная масса трактора с регулируемым клиренсом, кг.

Для четырехколесных тракторов с двумя ведущими колесами 4К2 и эксплуатационной массой свыше 2600 кг значение коэффициента принимает $A = 0.00373$.

Значение номинального тягового усилия $P_{кр.н}$ определено для двух положений универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, результаты расчета сведены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Исполнение	P^*	$P^{max}_{кр.н}$	$P_{кр.н}(18\%)$	P
	кН			
ВК	17.456	14.581	16.416	16.416
НК		14.581	16.092	16.092

Проведен расчет управляемости и скорости движения универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом при действии номинального тягового усилия, результаты сведены в табл.5.7.

Таблица 5.7

Исполнение	λ_j^r	η_{mc}	η_d	$\eta_{им}$	V_{max}	V_{min}
					км/ч	
ВК	0.229	0.84	0.82	0.9805	8.536	8.535
НК	0.240	0.84	0.82	0.9652	8.535	8.535

Значение номинального тягового усилия определено согласно с ГОСТ 27021-86.

Как показали расчеты

$$12.6 \text{ кН} < P' = 16.416 \text{ кН} < 18 \text{ кН},$$

$$12.6 \text{ кН} < P''_{кр.н} = 16.092 \text{ кН} < 18 \text{ кН},$$

следовательно, универсально-пропашной трактор с регулируемым клиренсом относится к тракторам тягового класса 1.4.

5.1.4. Проходимость универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Машинотракторные агрегаты во время работы движется в основном по естественной поверхности почв. Колесные тракторы наиболее чувствительны к изменениям почвенных условий, и они

имеют весной и осенью на рыхлых и влажных почвах столь низкий КПД, что в ряде случаев оказываются неэффективными вследствие плохой проходимости.

В общем, понимание проходимость трактора характеризуется средним давлением колес на почву, дорожным просветом, колеей, наименьшим радиусом поворота, а у универсально-пропашных тракторов, в частности хлопководческих, дополнительно агротехническим просветом, защитной зоной и абрисом [83].

От проходимости трактора зависит агротехническое качество выполняемых машинотракторным агрегатом технологических процессов. Так, при обработке междурядий хлопчатника, дефолиации и десикации, уборке урожая надо, чтобы повреждения растений и сбивание плодоземелентов выступающими частями контура трактора были исключены, т.е. трактор должен иметь агротехническую проходимость.

Проходимость универсально-пропашного трактора в междурядьях хлопчатника зависит в основном от двух основных показателей: защитных зон и агротехнического просвета. Поэтому в качестве показателя для оценки проходимости трактора в междурядьях применяют защитную зону. Наиболее полно проходимость в междурядьях определяется абрисом проходимости.

Замеры абрисной характеристики универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом представлены на рис.5.3 и рис.5.4.

На масштабной схеме, показывающий абрис проходимости переднего и заднего мостов трактора при высококлиренсном положении хорошо видно, что при движении по междурядьям кусты хлопчатника по высоте 870 мм и ниже свободно проходят под балками переднего моста и под рукавами полуосей заднего моста трактора. Кусты хлопчатника высотой более 870 мм будут пригибаться в сторону движения трактора, что при наличии хороших обтекателей ведущих колес не могут вызывать серьезных травм растений и сбивания плодовых элементов.

При низкоклинренсном положении трактора передний мост отрегулируется до нижнего положения, и бортовой редуктор заднего моста поворачивается на $58^{\circ} \dots 60^{\circ}$ назад. В этом случае минимальный дорожный просвет будет равным 447 мм, а агропросвет составляет 670 мм.

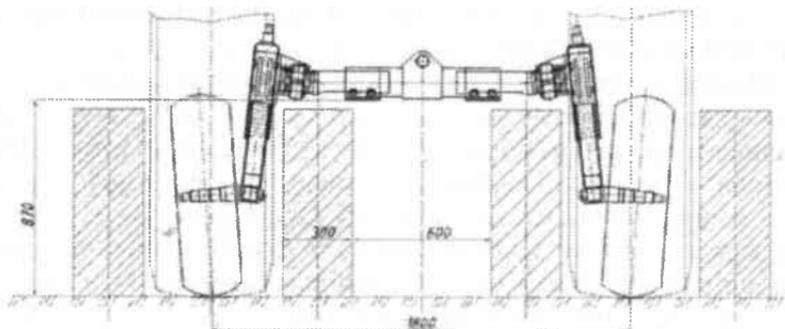


Рис. 5.3. Абрис проходимости переднего моста универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

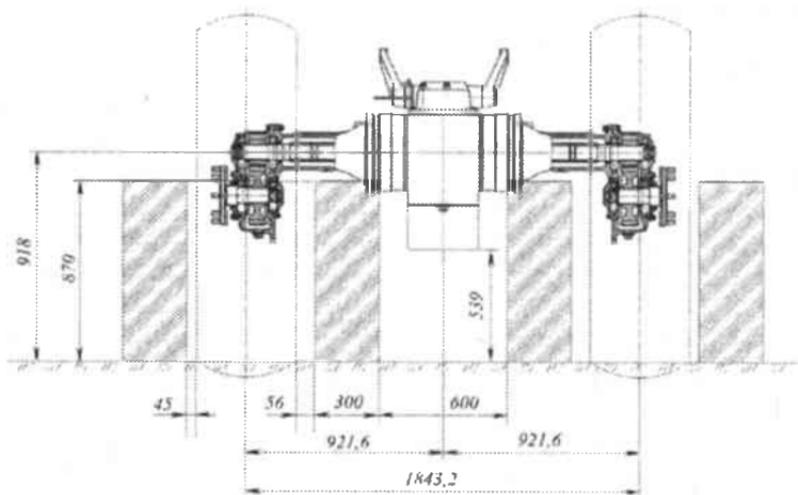


Рис. 5.4. Абрис проходимости заднего моста универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Для оценки тяговой проходимости колесных тракторов существует несколько показателей [83]. Одним из них является запас проходимости, представляющий собой отношение касательной силы тяги по сцеплению с почвой к сумме сил сопротивления перекатыванию и тягового усилия на крюке, т.е.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_f + P_{\kappa p}}, \quad (5.17)$$

где P_{κ} – касательная сила тяги по сцеплению с почвой, Н;

$P_{\kappa p}$ – тяговое усилие на крюке, Н.

Касательная сила тяги по сцеплению с почвой определяется выражением

$$P_{\kappa} = \varphi_{\max} G_{\text{сц}}, \quad (5.18)$$

где φ_{\max} – коэффициент сцепления колес с почвой;

$G_{\text{сц}}$ – сила сцепления, Н. $G_{\text{сц}} = m_{\text{сц}} g$. Здесь $m_{\text{сц}}$ – сцепная масса трактора, кг;

g – ускорение свободного падения м/с².

Сила сопротивления перекачиванию определяется как

$$P_f = f_n G_m, \quad (5.19)$$

где f_n – коэффициент перекачивания;

G_m – сила тяжести трактора, Н.

Способы повышения проходимости колесных тракторов, особенно в весенний и осенний периоды, неразрывно связаны с улучшением тягово-сцепных свойств трактора.

Основными мероприятиями, направленными на улучшение тяговых качеств и проходимости колесных тракторов, являются:

- увеличение сцепной массы;
- применение рациональных размеров шин и рисунка протектора;
- установление оптимального давления воздуха в шинах;
- использование всех колес трактора в качестве ведущих;
- рациональное распределение по осям эксплуатационной массы;
- увеличение опорной поверхности и эффективности зацепления ведущих колес;
- применение активных рабочих органов сельскохозяйственных машин;
- блокировка дифференциалов ведущих колес и т.д.

Среднее давление колеса на почву зависит от типа шин, давления воздуха в них, нагрузки на колеса и степени погружения колес в почву. С целью снижения удельного давления на почву и буксования применяют шины большего профиля и низкого давления.

Среди перечисленных способов повышения тяговых качеств и проходимости колесных тракторов наиболее эффективным является использование всех колес в качестве ведущих. В перспективе

надо стремиться на то, что универсально-пропашной трактор с регулируемым клиренсом был со всеми ведущими колесами.

5.1.5. Поворотливость универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Тракторы при выполнении сельскохозяйственных и транспортных работ движутся по прямолинейной или криволинейной траектории. При этом если радиус кривизны траектории равен нулю, то трактор двигается прямолинейно, но если радиус кривизны траектории не равен нулю, то он двигается криволинейной траекторией.

Движение трактора с траекторией с кривизной не равной нулю называется поворотом.

Процесс поворота трактора состоит из трех этапов: вход в поворот, когда кривизна траектории увеличивается; движение с постоянной кривизной; выход из поворота, когда кривизна траектории уменьшается до нуля. Иногда при малом угле поворота второй этап отсутствует.

Поворот колесных тракторов можно производить четырьмя основными способами [23, 83]:

- изменением положения управляемых колес в горизонтальной плоскости относительно остова трактора;
- изменением положения в горизонтальной плоскости одной части трактора относительно другой;
- изменением положения всех колес в горизонтальной плоскости относительно остова трактора;
- изменением крутящих моментов, подводимых к колесам отстающего и забегающего бортов.

Среди перечисленных способов поворот универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом производится по первому способу (рис.5.5). При которой направляющие колеса могут поворачиваться в горизонтальной плоскости относительно остова трактора вместе с передней осью или поворачиваются только направляющие колеса при неподвижной оси, и они зависят от варианта размещения передних колес.

В отношении проходимости в междурядьях и повышения поперечной устойчивости предпочтение отдается расставленным колесам, поэтому передний мост универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом выполнен с расставленными колесами.

При повороте трактора с расставленными колесами каждое колесо должно катиться по дугам различных радиусов. Качения расставленных направляющих колес без скольжения по дугам различного радиуса достигается различными углами поворота этих колес. При этом в любом положении поворота продолжение осей цапф передних колес должны пересекаться в одной точке лежащей на продолжении задней оси трактора. Причем внутреннее колесо должно всегда поворачиваться на больший угол, чем внешнее.

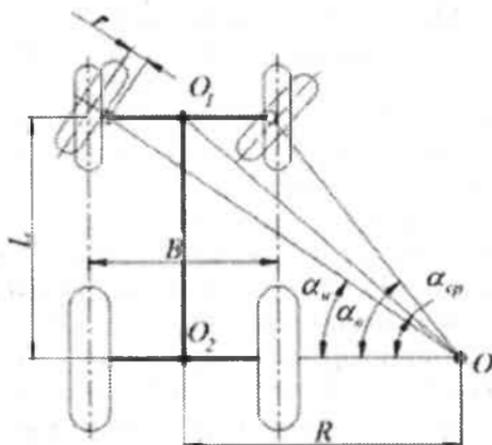


Рис.5.5. Схемы поворота универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

Свойство колесного трактора совершать повороты с заданной кривизной траектории называют поворачиваемостью, степень которого характеризуется поворотливостью трактора.

Поворотливость трактора оценивается минимальным радиусом поворота (расстоянием от центра поворота до центра заднего моста).

Следует отметить, что теоретический радиус поворота отличается от действительного, причем в меньшую сторону из-за появления увода передних и задних колес трактора. Из работы [82] известно, что радиус поворота и смещение центра поворота зависит от базы трактора, углов поворота управляемых колес и углов увода шин передних и задних колес. В связи с этим различают три вида поворачиваемости колесного трактора.

1. Если при закрепленном рулевом колесе с увеличением скорости движения радиус поворота трактора уменьшается, то такое явление называют избыточной поворачиваемостью.

2. Явление увеличение радиуса поворота трактора с закрепленным рулевым колесом при увеличении скорости движения называют недостаточной поворачиваемостью.

3. Если радиус поворота не изменяется с увеличением скорости движения трактора с закрепленным рулевым колесом, то он обладает нейтральной поворачиваемостью.

Наиболее рациональным соотношением углов бокового увода шин передних колес принимает такое значение, при котором обеспечивается некоторая недостаточная поворачиваемость трактора. В этом случае движение трактора будет устойчиво и при поворотах не происходит большого увеличения радиуса поворота, т.е. не ухудшается его поворачиваемость.

Общее условие поворота – качение колес без скольжения, так как иначе затрудняется поворот и увеличивается износ шины. Это условие будет соблюдено, если геометрические оси колес пересекутся в мгновенном центре вращения (точка O), которую называют центром поворота. Во время поворота трактора вокруг точки O плоскость вращения каждого колеса это касательная описываемой окружности, а радиус вращения перпендикулярен плоскости колеса. Расстояние от центра поворота до середины заднего моста называют радиусом поворота.

Минимальный радиус поворота – это радиус окружности, проведенной через середину следа наружного переднего колеса при движении трактора по круговой траектории наименьшего радиуса, при которой исключаются механические повреждения тягово-цепных устройств или агрегируемых машин.

В зависимости от поворота передних колес трактора, нагрузки на крюке, применения тормозов радиус поворота может быть различным.

Основой первого способа поворота колесного трактора является отклонение направления движения одной пары колес относительно другой.

При двух отклоняемых парах уменьшается радиус поворота, но задние колеса выезжают в сторону, противоположную повороту. Угол отклонения колес механизма поворота α не совпадает с на-

правлением движения из-за бокового увода шин. Углы бокового увода передних δ_{y1} и задних δ_{y2} шин находят по действующим на них осевым силам P_o из выражения

$$\delta_y = \frac{P_o}{K_y}. \quad (5.20)$$

Коэффициент сопротивления боковому уводу шин K_y составляет: для шин 12–38 при вертикальной нагрузке 1200 кгс и внутри шинном давлении 1 кгс/см² – 150 кгс/град и для шин 6,5–20 при нагрузке 500 кгс и внутри шинном давлении 1,8 кгс/см² – 65 кгс/град при предельных значениях $\delta_y < 4^\circ$ [23].

Согласно работе [23] статический (номинальный) радиус поворота R_n для трактора с регулируемым клиренсом, имеющим двух направляющих колес

$$R_n = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_{cp} - \delta_{y1}) + \operatorname{tg}\delta_{y2}}, \quad (5.21)$$

где α_{cp} – среднее значение угла отклонения колес, градус. Здесь $\alpha_{cp} = 0,5(\alpha_n + \alpha_s)$;

α_n и α_s – углы отклонения соответственно наружного и внутреннего колес, градус;

δ_{y1}, δ_{y2} – углы бокового увода соответственно передних и задних шин, градус.

Показатель поворотливости трактора с регулируемым клиренсом определяется скоростями поворота и отклонения направляющих колес следующей зависимостью

$$K_n = L \frac{V_{пов}}{V_{отк}}, \quad (5.22)$$

где L – расстояние между осями колес, ограничивающих опорную поверхность трактора, т.е. база трактора, м;

$V_{пов}$ – скорость поворота направляющих колес, м/с;

$V_{отк}$ – скорость отклонения направляющих колес, рад/с.

Скорость отклонения направляющих колес определяется выражением

$$V_{отк} = \frac{\pi \alpha_{cp}}{180 t_k}, \quad (5.23)$$

где t_k – время вращения рулевого колеса трактора, с.

Средняя скорость отклонения направляющих колес трактора с регулируемым клиренсом в зависимости от физиологических свойств машиниста-оператора (быстрота реакции, усилие и др.) составляет 0.1–0.3 рад/с.

Среди конструктивных параметров трактора при предельных значениях угла увода 4° и неизменной базе согласно выражениям (5.21), (5.22) и (5.23) на радиус поворота и поворотливость наибольшее влияние оказывают углы отклонения наружного и внутреннего колес трактора. Следовательно, для минимизации радиуса поворота и улучшения поворотливости совершенствование конструкции трактора должны быть основаны на новых технических решениях увеличивающие углы отклонения наружного и внутреннего направляющих колес трактора. Исходя из этих соображений в СКБ «Трактор» проводятся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию высокоманевренного трактора с повышенными углами отклонения наружного и внутреннего направляющих колес.

Глава

6

Агрегатирование трактором с регулируемым клиренсом хлопководческих машин-орудий

- 6.1. Общие сведения
- 6.2. Способы агрегатирования машин-орудий хлопкового назначения с универсально-пропашным трактором с регулируемым клиренсом
- 6.4. Агрегатирование навесных машин с трактором с регулируемым клиренсом
- 6.4. Агрегатирование прицепных машин с универсально-пропашным трактором с регулируемым клиренсом

ГЛАВА 6.

Агрегатирование трактором с регулируемым клиренсом хлопководческих машин-орудий

6.1. Общие сведения

Агротехнические параметры универсально-пропашного трактора во многом определяют сферу его применения. При выполнении сельскохозяйственных работ в агрегате как с навесными так и с прицепными сельскохозяйственными машин-орудиями их работоспособность и производительность зависит наряду с другими факторами и в определенной степени от маневренности машино-тракторного агрегата.

Величина минимального радиуса поворота, то есть расстояния от центра поворота до центра заднего моста трактора является одним из определяющих параметров маневренности машинотракторного агрегата.

Следует также отметить то, что радиус поворота агрегата на концах гона имеет первостепенное значение и в определении размеров поворотных полос, от которых, как уже было сказано, напрямую зависят потери продуктивных площадей на краях поливных участков с посевами хлопчатника.

При работе машинотракторного агрегата ширина обрабатываемой поворотной полосы не должна превышать минимума, обусловленного двумя условиями: возможностью беспрепятственного поворота агрегата и необходимостью последующей обработки поворотной полосы.

Первое условие определяется исходя из конкретных кинематических характеристик и поворотливости машинотракторного агре-

гата. Если кинематические характеристики определяются расположением центра машинотракторного агрегата, длиной (расстояние по прямой осевой линии агрегата между первым и последним рядами рабочих органов) и шириной машин-орудия, длиной ее выезда и расстоянием между осями колес, ограничивающих опорную поверхность трактора, то поворотливость оценивается минимальным радиусом поворота.

Второе условие зависит от качественного выполнения технологических операций, то есть от устранения огрехов на концах поля.

Из перечисленных, первое условие считается определяющим при конструировании тракторов, так как после проектирования и изготовления трактора его невозможно изменить.

Определение факторов и оценка их влияния на ширину поворотных полос, как для навесного, так и для прицепного агрегата, составленного на базе 4-х колесного универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, требует рассмотрения вопросов агрегатирования этих машин.

Кроме того, в связи с расширением сферы применения трактора с регулируемым клиренсом на различных видах работ с различными наборами машин-орудий, в том числе и 6-и рядными машинами-орудиями превышающие по массе 4-х рядных, навесное устройство этого трактора изменено, что также требует учета этого обстоятельства.

6.2. Способы агрегатирования машин-орудий хлопкового назначения с универсально-пропашным трактором с регулируемым клиренсом

Агрегатирование машин-орудий хлопкового назначения с универсально-пропашным трактором с регулируемым клиренсом производится тремя способами: навесным, прицепным и полуприцепным.

Из-за ряда преимуществ (маневренность, транспортабельность, малогабаритность, простота и т.д.) перед прицепными и полуприцепными большинство машин-орудий выполняются навесными. Поэтому применяемые для выполнения различных технологичес-

ких операций при возделывании хлопчатника и сопутствующих ему культур машины-орудия стремятся выполнить навесными.

Способы агрегатирования навесных машин зависят от конструкции навесных устройств универсально-пропашного трактора и они подразделяются:

– по типу (по расположению относительно трактора), которые бывают задними, передними, фронтальными, боковыми, шеренговыми и эшелонированными (рис.6.1);

– по виду плоскостной схемы бывают одношарнирным и многошарнирным;

– по числу точек присоединения к остова трактора (рис.6.2) подразделяются на одно- (O_1), двух- ($O_1 O_2$), трех- ($O_1 O_2 O_3$) и четырехточечные ($O_1 O_2 O_3 O_4$).

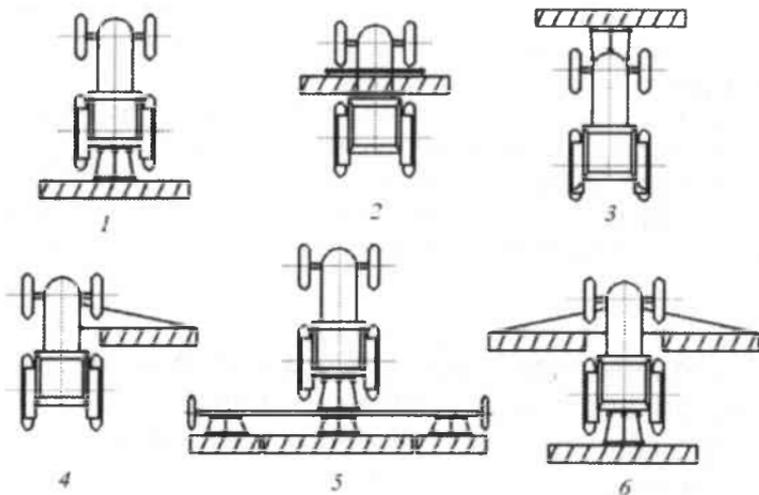


Рис.6.1. Типы навески: 1 – задняя; 2 – передняя; 3 – фронтальная; 4 – боковая; 5 – шеренговая; 6 – эшелонированная

Одноточечные навесные устройства применяются в основном для соединения полунавесных машин-орудий и полуприцепов. При этом они соединяются с трактором в одной шарнирной точке, перемещаемой по высоте при помощи гидроцилиндров навесного устройства.

Двухточечные навесные устройства бывают с горизонтальной и вертикальной осью качения. Двухточечные навесные устрой-

ства с горизонтальной осью качения применяют в основном на гусеничных тракторах, у которых точки крепления механизма навески помещены перед ведущей звездочкой, что обеспечивает уменьшение угла тяги и устойчивый ход орудия с хорошей приспособляемостью к рельефу. Двухточечные навесные устройства с вертикальной осью качения применяют в основном на тракторах для предотвращения чрезмерного заноса и возможной поломки машин-орудия при крутом повороте трактора.

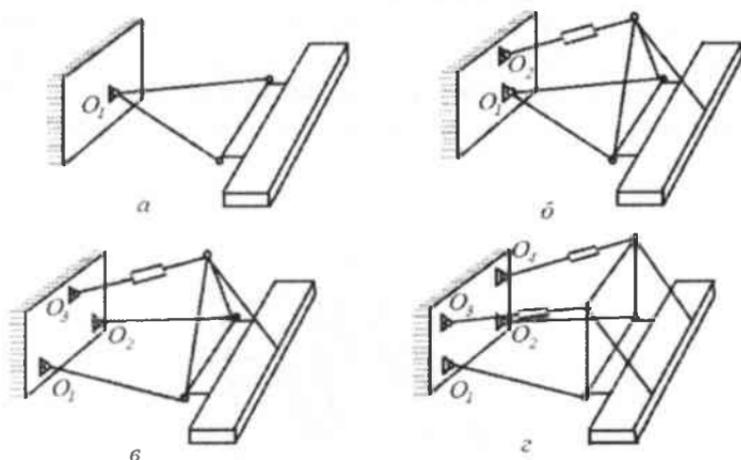


Рис.6.2. Схема навесного устройства: а) одноточечная; б) двухточечная; в) трехточечная; г) четырехточечная

Трехточечные навесные устройства представляют собой четырехзвенный механизм, горизонтальные звенья которого образуют две нижние продольные и одну верхнюю центральную тягу. Вертикальные звенья этого механизма представляют собой с одной стороны плоскость присоединительного треугольника корпуса трактора, а с другой – присоединительный треугольник машин-орудий.

Четырехточечные навесные устройства применяются для агрегатирования бульдозеров и погрузчиков и они в отличие от трехточечных имеют две верхние продольные тяги.

Как видно, число точек присоединения к остову трактора зависит в основном от вида агрегируемых машин-орудий. Так, например агрегатирование плуга в целях предотвращения чрезмерного заноса осуществляется по двухточечной схеме, тогда как сеялки,

культиваторы, мотыги, косилки и т.п. агрегатируются с трактором по трехточечной схеме.

Учитывая то, что вспашка осуществляется тракторами общего назначения, универсально-пропашные тракторы хлопкового назначения в основном имеют многос шарнирные трехточечные навесные устройства (рис.6.3). У универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения задние навесные устройства преимущественно используются при агрегатировании почвообрабатывающих (ротационные бороны, культиваторы-растениепитатели, вращающиеся навесные мотыги, выравниватели-рыхлители и т.д.), посевных (сеялки) машин-орудий, разбрасывателей минеральных удобрений, опрыскивателей, канавокопателей, корчевателей-валкоукладчиков, навесного грейдерного ножа и др.

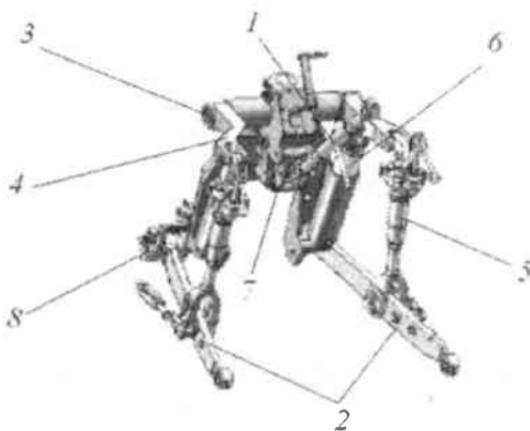


Рис. 6.3. Навесное устройство универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом: 1, 2 – верхний и нижние тяги; 3 – поворотный вал; 4 – рычаг; 5 – раскосы; 6 – силовой гидроцилиндр; 7, 8 – кронштейны верхней и нижней тяги

Передние навесные устройства (вместе с задними навесками) используются для агрегатирования культиваторов-растениепитателей, а фронтальные – чеканочных приспособлений.

С учетом опыта применения в хлопководстве целого поколения универсально-пропашных тракторов на универсально-пропашном тракторе с регулируемым клиренсом установлены гидравлические навесные устройства трехточечной модификации.

Для агрегатирования прицепных машин у универсально-пропашных тракторов предусмотрены тягово-сцепные устройства.

К тягово-сцепным устройствам относятся прицепное устройство (иногда их называют тяговой вилкой), гидрофицированный крюк и буксирное устройство. Учитывая то, что на хлопководческих тракторах в основном используется прицепное устройство, оно и было принято на универсально-пропашном тракторе с регулируемым клиренсом.

6.3. Агрегатирование навесных машин с универсально-пропашным трактором с регулируемым клиренсом

Одним из трудоемких и продолжительных по времени технологических операций при возделывании хлопчатника считается междурядная обработка посевов, которая выполняется 4-х рядными культиваторами-растениепитателями в агрегате с универсально-пропашными тракторами (в дальнейшем агрегат с навесным орудием).

Несмотря на наличие в парке достаточного количества универсально-пропашных тракторов в напряженный период междурядных обработок посевов, особенно в период формирования плодоеlementов хлопчатника, большинства хозяйств ощущают их нехватку. Так как на междурядной обработке посевов хлопчатника, как уже было сказано, повсеместно используются 3-х колесные трактора, тогда как 4-х колесные, составляющие часть парка машин не привлекаются к этой работе из-за их низкоклинренности и большого радиуса поворота.

Применение на междурядной обработке посевов хлопчатника и на других технологических операциях наряду с 3-х колесными универсально-пропашными тракторами и 4-х колесных с регулируемым клиренсом позволяет покрыть их недостающую часть и тем самым решить данную проблему [84], а в дальнейшем полностью заменить 3-х колесные тракторы.

При выполнении технологических операций навесными машинами значительная часть сменного времени отнимаются на холостые повороты, заезды и выезды агрегата на концах гона и оно, в основном, зависит от кинематики поворота агрегата. Следовательно, для пропашных тракторов, работающих на этих операциях, ра-

диус поворота имеет немаловажное значение при определении не только ширины поворотной полосы, но и сокращения времени на холостые повороты, заезды и выезды агрегата.

Учитывая то, что в хлопководстве, как уже было сказано, среди навесных машинотракторных агрегатов используются в основном задненавешанные и фронтально навешанные, ниже рассмотрим ширину поворотных полос для этих агрегатов.

Ширину поворотной полосы агрегата с задненавешанным машин-орудием, совершающие на концах гона петлевые повороты (рис.6.4), согласно работе [85] вычисляют по формуле

$$E_n = 2.8 R_{мин} + 0.5 B_{аз} + e, \quad (6.1)$$

где E_n – ширина поворотной полосы, м;

$R_{мин}$ – минимальный радиус поворота агрегата, м;

$B_{аз}$ – кинематическая ширина агрегата, м;

e – длина выезда агрегата, для навесных агрегатов $e = (0.3 - 0.6)l_a$, м;

l_a – длина агрегата (расстояние по прямой между центром агрегата и последним рядом его рабочих органов), м.

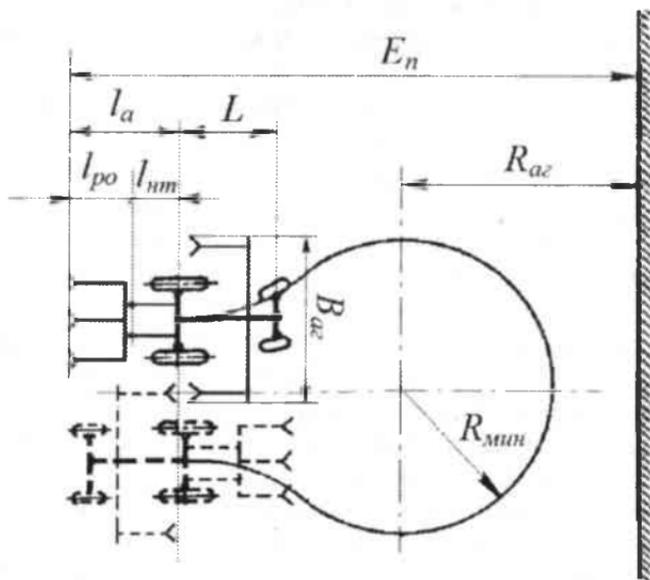


Рис.6.4. Схема движения на поворотной полосе задненавешанного агрегата на базе трактора с регулируемым клиренсом

Учитывая то, что универсально-пропашной трактор с регулируемым клиренсом имеет колесную формулу 4Х2 с двумя направляющими колесами, в соответствии с работой [23] определяем минимальный радиус поворота навесного агрегата, совершающего петлевой поворот на конце гона

$$R_{\min} = R_n + \frac{K_n^2}{24R_n^3}, \quad (6.2)$$

где K_n – показатель поворотливости;

R_n – номинальный радиус поворота, м.

Известно, что показатель поворотливости и номинальный радиус поворота для колесных тракторов с двумя направляющими колесами, к которым относится и трактор с регулируемым клиренсом, определяются выражениями (5.21) и (5.22).

Необходимо также учесть, что длина агрегата не что иное как

$$l_a = l_{nm} + l_{po}, \quad (6.3)$$

где l_{nm} – длина вылета навесного оборудования трактора, м;

l_{po} – длина вылета рабочего органа навесного орудия, м.

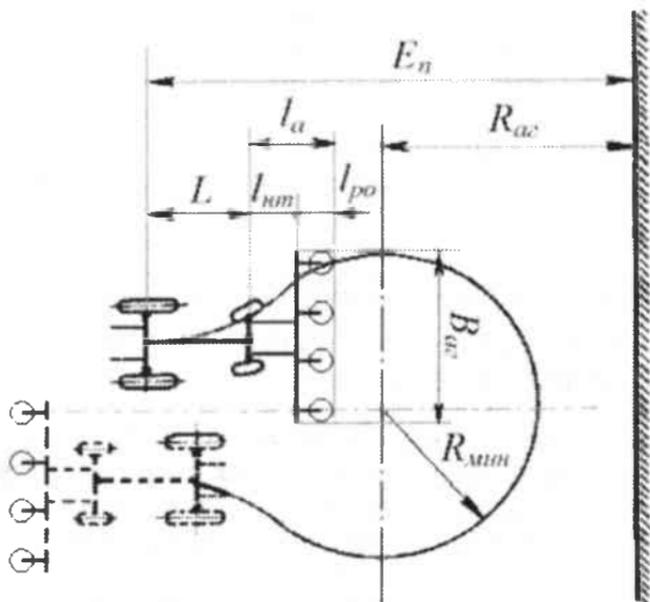


Рис. 6.5. Схема движения на поворотной полосе фронтально навешанного агрегата на базе трактора с регулируемым клиренсом

Тогда с учетом (6.2), (5.21) и (5.22), а также принимая $e = 0.5 l_a$ после некоторого преобразования, выражению (6.1) запишем в форме

$$E_n = 2.8 \left(\frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_{\text{сп}} - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2} + V_{\text{ном}}^2 \frac{[\operatorname{tg}(\alpha_{\text{сп}} - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2]^3}{24V_{\text{ном}}^2 L} \right) + 0.5(B_{\text{сп}} + l_{\text{ном}} + l_{\text{пр}}). \quad (6.4)$$

В отличие от задненавесных агрегатов для агрегатов с фронтальным расположением рабочих органов, например для чекачного агрегата (рис.6.5) длина выезда имеет отрицательное значение, т.е. поворот начинается сразу же после прохода рабочими органами контрольной линии на некотором расстоянии за ней. При этом длина выезда агрегата принимается $e = -(0.3 - 0.6)l_a$ [23]. В остальном методика расчета ширины поворотной полосы агрегата с фронтальным расположением рабочих органов, совершающие на концах гона петлевые повороты схожие с задненавесанными агрегатами.

Анализ уравнения (6.4) позволяет сделать вывод, что конструктивными параметрами трактора с регулируемым клиренсом, влияющими на ширину поворотной полосы, являются его база, расстояние между осями колес и длина вылета навесного оборудования трактора. Следовательно, для уменьшения ширины поворотной полосы при агрегатировании навесного орудия с трактором с регулируемым клиренсом надо стремиться минимизировать эти параметры, но без ущерба на устойчивость трактора и на работоспособность агрегата.

6.4. Агрегатирование прицепных машин с универсально-пропашным трактором с регулируемым клиренсом

При выполнении универсально-пропашными тракторами с регулируемым клиренсом технологических операций в агрегате как с прицепными так и полуприцепными машин-орудиями радиус поворота агрегата на концах гона имеет первостепенное значение в определении размеров поворотных полос.

При работе трактора с прицепными машинами-орудиями ширина обрабатываемой поворотной полосы не должна превышать минимума, обусловленного возможностью беспрепятственного

поворота прицепного агрегата и необходимостью последующей обработки поворотной полосы.

Первое условие определяется исходя из конкретных кинематических характеристик и поворотливости прицепного агрегата. Кинематические характеристики определяются длиной крюка трактора с регулируемым клиренсом, расположением центра прицепного агрегата C_n (расстоянием между крюком трактора и центром прицепного машины-орудия), длиной (расстояние по прямой осевой линии агрегата между серьгой прицепа и последним рядами рабочих органов) и шириной прицепного машины-орудия и длиной его выезда, то поворотливость определяется радиусом поворота.

Из перечисленных первое условие считается определяющим при конструировании тракторов, так как его после проектирования и изготовления трактора невозможно изменить [86].

Кроме того у прицепных агрегатов значительная часть сменного времени отнимаются на холостые ходы при поворотах, заездах и выездах из загона на концах гона и оно в основном зависит от кинематики поворота прицепного агрегата. Следовательно, для универсально-пропашных тракторов, работающих с прицепными машин-орудиями, радиус поворота имеет немаловажное значение при определении не только ширины поворотной полосы, но и сокращении времени на холостые повороты, заезды и выезды агрегата.

Прицепные машины-орудия рабочие ходы совершают в основном по гоновому способу движения, т.е. рабочие ходы совершаются вдоль длинной стороны обрабатываемого участка, а холостые заезды и повороты проводятся на поворотных полосах с обеих сторон участка (рис.6.6, а). При этом схема обработки участка могут быть одно или двух загонным, а повороты беспетлевыми. Ширину загона $B_{заг}$ принимают равной рабочей ширине захвата агрегата $B_{аг}$, а углы поворота ε – в каждом выезде и заезде агрегата равным 90° .

Ширину поворотной полосы агрегата с прицепным машин-орудием, совершающим на концах гона беспетлевые повороты, согласно работе [85] определяют по формуле

$$E = 1,14 R_{мин} + 0,5 B_{аг} + e, \quad (6.5)$$

где E – ширина поворотной полосы, м;

$R_{мин}$ – минимальный радиус поворота агрегата, м;

$B_{аг}$ – кинематическая ширина агрегата, м;

$$R_{\min} = \sqrt{\chi^2 B_{ac}^2 + d^2 + l_{кр}^2}, \quad (6.6)$$

где R_{\min} – минимальный радиус поворота, м;

χ – коэффициент бокового вылета, для симметричных агрегатов $\chi = 0.5$;

d – расстояние от точки прицепа к трактору машин-орудия до его центра тяжести, м;

$l_{кр}$ – длина крюка, м.

Тогда с учетом (6.6), а также принимая $e = 0,6 (l_a + l_{кр})$ после некоторого преобразования уравнению (6.5) запишем в форме

$$E = 1,14 \sqrt{\chi^2 B_{ac}^2 + d^2 + l_{кр}^2} + 0,5 B_{ac} + 0,6 (l_a + l_{кр}). \quad (6.7)$$

На основе уравнения (6.7) можно сделать вывод, что при работе с прицепными машин-орудиями конструктивным параметром трактора с регулируемым клиренсом, влияющим на ширину поворотной полосы, является длина его крюка. Следовательно, для уменьшения ширины поворотной полосы при агрегатировании прицепных машин-орудий с тракторами с регулируемым клиренсом с двумя направляющими колесами надо стремиться минимизировать этот параметр, но без ущерба на работоспособность агрегата.

И так, ширина поворотной полосы для прицепного агрегата наряду с другими факторами зависит и от конструктивных параметров навесного устройства и конструкции самого трактора. При этом, такие параметры прицепной машины агрегируемой с трактором с регулируемым клиренсом, как кинематическая ширина агрегата, расстояние по прямой осевой линии агрегата между серьгой прицепа и последними рядами рабочих органов, а также расстояние от точки прицепа к трактору машин-орудия до его центра тяжести оказывает существенное влияние на ширину поворотной полосы. Следовательно, для минимализации ширину поворотной полосы уже в стадии проектирования широкозахватных машин-орудий надо стремиться к минимализации этих параметров за счет обеспечения компактности машин-орудия и применения блочно-модульного принципа их построения (рис.6.6, б), при котором для уменьшения кинематической ширины захвата агрегата боковые блоки в транспортном положении имели бы возможность складывания относительно центрального модуля.

Таким образом, в отличие от навесных при работе с прицепными машинами-орудиями радиус поворота, следовательно, ширина поворотной полосы зависит не только от конструктивных параметров универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом, но и от конструктивных параметров агрегатируемых с ним машин-орудий.

Следует отметить, что в любом случае, как в навесном, так и в прицепном агрегате конструктивные параметры универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом должны быть приняты как уже было отмечено исходя из условия устойчивости его движения.

Заключение

Современные формы хозяйствования в агропромышленном комплексе республики обуславливают новые методы машиноиспользования, при которых от средств механизации требуется высокая степень маневренности и проходимости, возможности оперативного агрегатирования одним и тем же трактором большого количества различных наименований машин и эффективного их использования в условиях дефицита сельскохозяйственных материальных средств и энергоресурсов.

Важным условием при этом остается безусловное соблюдение как норм их безопасной эксплуатации, так и агротехнических норм по каждой машине, выполняющей в агрегате с трактором ту или иную сельскохозяйственную операцию. А это требует постоянного совершенствования конструкции, как трактора, так и сельскохозяйственных машин.

Совершенствование конструкции любых тракторов и машин сопровождается их усложнением и требует от инженерно-технических работников и машинистов-операторов глубокого знания этой техники и умения квалифицированно использовать их возможности. От этого во многом зависят надежная и производительная работа этих тракторов и машин и их конечный результат. Опыт и достижения передовых механизаторов показывают, какими резервами располагают наши хозяйства в повышении производительности труда при применении усовершенствованной техники и при ее умелом использовании.

Результаты исследований, изложенные в монографии, соответствуют этим задачам, направлены на решение прикладных вопросов по дальнейшему совершенствованию технического уровня и потребительских свойств универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения, по расширению диапазона их применения, а также в обогащении знаний и повышения квалификации специалистов сельскохозяйственного производства.

В монографии приводятся некоторые результаты научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, проведенных в СКБ «Трактор» в направлении совершенствования конструкции универсально-пропашного трактора хлопкового назначения. Изложены описание конструкции серийных и перспективных моделей тракторов, их узлов и деталей, а также методика их расчета на прочность и пригодность использования в тех или иных конструкциях универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения.

Результаты исследований, приведенные в книге, являются научным заделом для дальнейшего совершенствования конструкций универсально-пропашных тракторов. Они могут быть использованы при разработке новых и усовершенствовании существующих конструкций универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения.

Расчетные формулы, приведенные в книге позволяют уже в стадии разработки изучить и оценить приемлемость разрабатываемой конструкции трактора, того или иного конструктивного параметра его деталей и узлов и выбрать их рациональные значения.

Новации по техническим решениям, приведенные в монографии и заложенные в конструкцию повышают проходимость и маневренность универсально-пропашных тракторов и снижает затраты на их эксплуатацию и содержание, а также позволяют более полно использовать их эксплуатационные возможности и повышают эффективность работы универсально-пропашных тракторов.

Несмотря на то, что при разработке и создании универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом в его конструкцию по возможности закладывались прогрессивные технические решения, тем не менее, для поддержания его наравне с динамично развивающимся мировым уровнем необходимо постоянно продолжать как научно-исследовательские, так и опытно-конструкторские работы по дальнейшему совершенствованию его конструкции.

Книга рассчитана на широкий круг читателей, в т.ч. разработчикам-конструкторам, научным работникам, старшим научным сотрудникам-соискателям, самостоятельным соискателям, магистрантам и студентам машиностроительных и сельскохозяйственных высших и средних специальных учебных заведений, а также специалистам сельскохозяйственного производства. Авторы над-

еются, что книга может быть полезной читателям при изучении устройства и принципа работы, а также при разработке и усовершенствовании конструкции универсально-пропашных тракторов, его механизмов, узлов и деталей.

Приложение

Таблица П.1

Максимальная крюковая нагрузка трактора с регулируемым клиренсом, ограниченная сцеплением ведущих колес с бетонной поверхностью (при высококлиренсном положении трактора)

Диапазон	Передача	$P_{кр}$ кгс	V_m км/ч	V_o км/ч	δ	$N_{кр}$ л.с.	$g_{кр}$ г/(л.с. ч)	$G_{ч}$ кг/ч	η_{mc}
I(п/х)	1d-1	2085	1.39	1.30	0.066	10.00	682.1	6.82	0.100
	1d-2	2085	1.84	1.72	0.066	13.29	550.2	7.31	0.133
	1d-3	2085	2.59	2.42	0.066	18.69	434.5	8.12	0.187
	1d-4	2085	3.42	3.20	0.066	24.69	365.6	9.03	0.247
II(п/х)	2d-1	2085	2.98	2.78	0.066	21.48	397.6	8.54	0.215
	2d-2	2085	3.94	3.68	0.066	28.44	337.6	9.60	0.284
	2d-3	2085	5.51	5.15	0.066	39.75	285.6	11.36	0.398
	2d-4	2085	7.24	6.76	0.066	52.17	255.5	13.33	0.522
III(п/х)	3d-1	2085	6.64	6.20	0.066	47.85	257.8	12.33	0.478
	3d-2	2085	8.71	8.14	0.066	62.82	233.3	14.66	0.628
	3d-3	2085	10.98	10.25	0.066	79.14	210.6	16.66	0.791
I(з/х)	1d-1	2085	1.65	1.54	0.066	11.88	594.6	7.07	0.119
	1d-2	2085	2.19	2.04	0.066	15.78	483.9	7.64	0.158
	1d-3	2085	3.08	2.87	0.066	22.17	386.9	8.58	0.222
	1d-4	2085	4.06	3.79	0.066	29.27	329.3	9.64	0.293
II(з/х)	2d-1	2085	3.53	3.30	0.066	25.48	356.0	9.07	0.255
	2d-2	2085	4.67	4.36	0.066	33.69	305.9	10.31	0.337
	2d-3	2085	6.52	6.09	0.066	47.01	262.8	12.35	0.470
	2d-4	2085	8.54	7.97	0.066	61.55	238.0	14.65	0.616
III(з/х)	3d-1	2085	7.84	7.32	0.066	56.52	238.7	13.49	0.565
	3d-2	2085	10.27	9.59	0.066	74.01	218.9	16.20	0.740

Таблица П.2

Максимальная крюковая нагрузка трактора с регулируемым клиренсом, ограниченная сцеплением ведущих колес с бетонной поверхностью

(при низкоклиренсном положении трактора)

Диапа- зон	Пере- дача	$P_{кр}$, кГс	V_m , км/ч	V_o , км/ч	δ	$N_{кр}$, л.с.	$g_{кр}$, г/(л.с. ч)	G_v , кг/ч	$\eta_{мс}$
I(п/х)	1d-1	2085	1.39	1.29	0.069	9.97	684.4	6.82	0.100
	1d-2	2085	1.84	1.72	0.069	13.25	552.0	7.31	0.132
	1d-3	2085	2.59	2.41	0.069	18.63	435.9	8.12	0.186
	1d-4	2085	3.42	3.19	0.069	24.61	366.8	9.03	0.246
II(п/х)	2d-1	2085	2.98	2.77	0.069	21.41	398.9	8.54	0.214
	2d-2	2085	3.94	3.67	0.069	28.35	338.7	9.60	0.283
	2d-3	2085	5.51	5.13	0.069	39.62	286.6	11.36	0.396
	2d-4	2085	7.24	6.73	0.069	52.00	256.3	13.33	0.520
III(п/х)	3d-1	2085	6.64	6.18	0.069	47.69	258.6	12.33	0.477
	3d-2	2085	8.71	8.11	0.069	62.62	234.0	14.66	0.626
	3d-3	2085	10.98	10.22	0.069	78.89	211.3	16.66	0.789
I(з/х)	1d-1	2085	1.65	1.53	0.069	11.84	596.6	7.07	0.118
	1d-2	2085	2.19	2.04	0.069	15.73	485.5	7.64	0.157
	1d-3	2085	3.08	2.86	0.069	22.10	388.2	8.58	0.221
	1d-4	2085	4.06	3.78	0.069	29.17	330.4	9.64	0.292
II(з/х)	2d-1	2085	3.53	3.29	0.069	25.40	357.2	9.07	0.254
	2d-2	2085	4.67	4.35	0.069	33.58	306.9	10.31	0.336
	2d-3	2085	6.52	6.07	0.069	46.85	263.6	12.35	0.469
	2d-4	2085	8.54	7.95	0.069	61.35	238.8	14.65	0.614
III(з/х)	3d-1	2085	7.84	7.30	0.069	56.33	239.5	13.49	0.563
	3d-2	2085	10.27	9.55	0.069	73.77	219.6	16.20	0.738

Таблица П.3

Максимальная крюковая нагрузка трактора с регулируемым клиренсом, ограниченная сцеплением ведущих колес с почвой на стерне

(при высококлиренсном положении трактора)

Диапазон	Передача	$P_{кр}$, кгс	V_m , км/ч	$V_{д^2}$, км/ч	δ	$N_{кр}$, л.с.	$g_{кр}$, г/(л.с. ч)	G_y , кг/ч	$\eta_{мс}$
I(п/х)	1d-1	1530	1.39	1.18	0.150	6.68	1003.3	6.71	0.067
	1d-2	1530	1.84	1.57	0.150	8.88	805.6	7.16	0.089
	1d-3	1530	2.60	2.21	0.150	12.50	632.2	7.90	0.125
	1d-4	1530	3.43	2.92	0.150	16.52	528.9	8.74	0.165
II(п/х)	2d-1	1530	2.98	2.54	0.150	14.37	576.9	8.29	0.144
	2d-2	1530	3.95	3.36	0.150	19.03	486.8	9.26	0.190
	2d-3	1530	5.53	4.70	0.150	26.63	408.7	10.88	0.266
	2d-4	1530	7.26	6.17	0.150	34.98	363.0	12.70	0.350
III(п/х)	3d-1	1530	6.66	5.66	0.150	32.06	367.5	11.78	0.321
	3d-2	1530	8.75	7.44	0.150	42.15	330.2	13.92	0.422
	3d-3	1530	12.09	10.28	0.150	58.22	299.9	17.46	0.582
I(з/х)	1d-1	1530	1.65	1.40	0.150	7.94	854.9	6.79	0.079
	1d-2	1530	2.19	1.86	0.150	10.55	706.6	7.45	0.105
	1d-3	1530	3.08	2.62	0.150	14.83	561.2	8.32	0.148
	1d-4	1530	4.07	3.46	0.150	19.59	474.8	9.30	0.196
II(з/х)	2d-1	1530	3.54	3.01	0.150	17.05	514.9	8.78	0.170
	2d-2	1530	4.68	3.98	0.150	22.55	439.6	9.91	0.226
	2d-3	1530	6.54	5.56	0.150	31.50	374.6	11.80	0.315
	2d-4	1530	8.58	7.29	0.150	41.30	337.0	13.92	0.413
III(з/х)	3d-1	1530	7.87	6.69	0.150	37.90	339.1	12.85	0.379
	3d-2	1530	10.32	8.77	0.150	49.70	308.7	15.34	0.497

Таблица П.4

Максимальная крюковая нагрузка трактора с регулируемым клиренсом, ограниченная сцеплением ведущих колес с почвой на стерне

(при низкоклинренсном положении трактора)

Диапазон	Передача	$P_{кр}$, кгс	V_m , км/ч	V_o , км/ч	δ	$N_{кр}$, л.с.	$g_{кр}$, г/(л.с.ч)	G_y , кг/ч	η_{mc}
I(п/х)	1d-1	1530	1.39	1.17	0.156	6.64	1009.7	6.71	0.066
	1d-2	1530	1.84	1.56	0.156	8.83	810.7	7.16	0.088
	1d-3	1530	2.60	2.19	0.156	12.42	636.3	7.90	0.124
	1d-4	1530	3.43	2.90	0.156	16.41	532.3	8.74	0.164
II(п/х)	2d-1	1530	2.98	2.52	0.156	14.28	580.6	8.29	0.143
	2d-2	1530	3.95	3.34	0.156	18.91	489.9	9.26	0.189
	2d-3	1530	5.53	4.67	0.156	26.46	411.3	10.88	0.265
	2d-4	1530	7.26	6.13	0.156	34.76	365.3	12.70	0.348
III(п/х)	3d-1	1530	6.66	5.62	0.156	31.86	369.8	11.78	0.319
	3d-2	1530	8.75	7.39	0.156	41.88	332.3	13.92	0.419
	3d-3	1530	12.09	10.21	0.156	56.62	301.8	17.09	0.566
I(з/х)	1d-1	1530	1.65	1.39	0.156	7.89	861.8	6.80	0.079
	1d-2	1530	2.19	1.85	0.156	10.48	711.2	7.45	0.105
	1d-3	1530	3.08	2.60	0.156	14.74	564.8	8.32	0.147
	1d-4	1530	4.07	3.44	0.156	19.46	477.8	9.30	0.195
II(з/х)	2d-1	1530	3.54	2.99	0.156	16.94	518.2	8.78	0.169
	2d-2	1530	4.68	3.96	0.156	22.41	442.4	9.91	0.224
	2d-3	1530	6.54	5.52	0.156	31.30	377.0	11.80	0.313
	2d-4	1530	8.58	7.24	0.156	41.04	339.2	13.92	0.410
III(з/х)	3d-1	1530	7.87	6.65	0.156	37.66	341.3	12.85	0.377
	3d-2	1530	10.32	8.72	0.156	49.38	310.7	15.34	0.494

Таблица П.5

Максимальная крюковая нагрузка трактора с регулируемым клиренсом, при максимальной тяговой мощности на бетонном треке

(при высококлиренсном положении трактора)

Диапазон	Передача	$P_{кр'}$ кГс	V_m' км/ч	V_o' км/ч	δ	$N_{кр'}$ л.с.	$g_{кр'}$ г/(л.с. ч)	$G_{кр'}$ кг/ч	$\eta_{мс}$
I(п/х)	1d-1	2650	1.38	1.20	0.136	11.74	613.6	7.21	0.117
	1d-2	2650	1.84	1.59	0.136	15.59	501.7	7.82	0.156
	1d-3	2650	2.58	2.23	0.136	21.89	403.8	8.84	0.219
	1d-4	2650	3.40	2.94	0.136	28.89	345.7	9.99	0.289
II(п/х)	2d-1	2650	2.96	2.56	0.136	25.15	372.6	9.37	0.252
	2d-2	2650	3.92	3.39	0.136	33.24	322.1	10.71	0.332
	2d-3	2650	5.46	4.72	0.136	46.32	278.9	12.92	0.463
	2d-4	2650	7.14	6.17	0.136	60.58	254.3	15.41	0.606
III(п/х)	3d-1	2650	6.56	5.67	0.136	55.66	254.3	14.15	0.557
	3d-2	2650	8.54	7.42	0.136	72.78	234.7	17.08	0.728
	1d-1	2650	1.64	1.42	0.136	13.95	538.7	7.51	0.139
I(з/х)	1d-2	2650	2.18	1.89	0.136	18.50	444.8	8.23	0.185
	1d-3	2650	3.06	2.64	0.136	25.96	362.9	9.42	0.260
	1d-4	2650	4.03	3.49	0.136	34.21	314.4	10.75	0.342
	2d-1	2650	3.51	3.04	0.136	29.80	336.8	10.04	0.298
II(з/х)	2d-2	2650	4.64	4.01	0.136	39.33	294.9	11.60	0.393
	2d-3	2650	6.44	5.57	0.136	54.68	259.3	14.18	0.547
	2d-4	2650	8.40	7.27	0.136	71.31	239.5	17.08	0.713
	3d-1	2650	7.73	6.68	0.136	65.61	238.0	15.61	0.656
III(з/х)	3d-2	2650	10.16	7.06	0.136	69.33	220.3	15.28	0.693

Таблица П.6

Максимальная крюковая нагрузка трактора с регулируемым клиренсом, при максимальной тяговой мощности на бетонном треке

(при низкоклинренсном положении трактора)

Диапазон	Передача	$P_{кр}$, кГс	V_m , км/ч	$V_{с'}$, км/ч	δ	$N_{кр}$, л.с.	$g_{кр}$, г/(л.с. ч)	$G_{с'}$, кГ/ч	$\eta_{мс}$
I(п/х)	1d-1	2580	1.38	1.20	0.137	11.42	626.6	7.16	0.114
	1d-2	2580	1.84	1.59	0.137	15.17	511.5	7.76	0.152
	1d-3	2580	2.58	2.23	0.137	21.30	410.8	8.75	0.213
	1d-4	2580	3.41	2.94	0.137	28.11	351.0	9.87	0.281
II(п/х)	2d-1	2580	2.97	2.56	0.137	24.48	378.7	9.27	0.245
	2d-2	2580	3.92	3.39	0.137	32.35	326.7	10.57	0.324
	2d-3	2580	5.47	4.72	0.137	45.10	282.1	12.73	0.451
	2d-4	2580	7.15	6.18	0.137	59.01	256.7	15.15	0.590
III(п/х)	3d-1	2580	6.57	5.67	0.137	54.21	256.9	13.93	0.542
	3d-2	2580	8.54	7.42	0.137	70.92	236.6	16.78	0.709
	1d-1	2580	1.64	1.42	0.137	13.57	549.6	7.46	0.136
I(з/х)	1d-2	2580	2.18	1.88	0.137	18.00	453.1	8.16	0.180
	1d-3	2580	3.06	2.64	0.137	25.26	368.7	9.31	0.253
	1d-4	2580	4.04	3.48	0.137	33.29	318.9	10.62	0.333
	2d-1	2580	3.52	3.04	0.137	29.01	342.0	9.92	0.290
II(з/х)	2d-2	2580	4.64	4.01	0.137	38.29	298.7	11.44	0.383
	2d-3	2580	6.45	5.57	0.137	53.25	262.0	13.95	0.533
	2d-4	2580	8.42	7.27	0.137	69.49	241.4	16.78	0.695
	3d-1	2580	7.75	6.69	0.137	63.92	240.2	15.35	0.639
III(з/х)	3d-2	2580	8.93	7.71	0.137	73.72	220.6	16.26	0.737

Таблица П.7

Максимальная крюковая нагрузка трактора с регулируемым клиренсом, при максимальной тяговой мощности на стерне (при высококлиренсном положении трактора)

Диапазон	Передача	$P_{кр}$, кГс	V_m , км/ч	V_o , км/ч	δ	$N_{кр}$, л.с.	$g_{кр}$, г/(л.с. ч)	G_y , кг/ч	$\eta_{мс}$
I(п/х)	1d-1	1880	1.39	1.05	0.243	7.31	950.2	6.94	0.073
	1d-2	1880	1.84	1.39	0.243	9.71	769.8	7.47	0.097
	1d-3	1880	2.59	1.96	0.243	13.64	611.8	8.35	0.136
	1d-4	1880	3.42	2.59	0.243	18.02	517.8	9.33	0.180
II(п/х)	2d-1	1880	2.97	2.25	0.243	15.68	561.4	8.80	0.157
	2d-2	1880	3.94	2.98	0.243	20.75	479.6	9.95	0.207
	2d-3	1880	5.50	4.16	0.243	28.97	409.0	11.85	0.290
	2d-4	1880	7.21	5.46	0.243	37.98	368.2	13.99	0.380
III(п/х)	3d-1	1880	6.61	5.01	0.243	34.86	370.4	12.91	0.349
	3d-2	1880	9.01	6.82	0.243	47.52	337.4	16.03	0.475
	1d-1	1880	1.65	1.25	0.243	8.68	830.3	7.21	0.087
I(з/х)	1d-2	1880	2.19	1.66	0.243	11.52	678.9	7.82	0.115
	1d-3	1880	3.07	2.32	0.243	16.18	546.5	8.84	0.162
	1d-4	1880	4.05	3.07	0.243	21.35	467.9	9.99	0.214
	2d-1	1880	3.53	2.67	0.243	18.59	504.3	9.38	0.186
II(з/х)	2d-2	1880	4.66	3.53	0.243	24.57	436.1	10.71	0.246
	2d-3	1880	6.50	4.92	0.243	34.24	377.6	12.93	0.342
	2d-4	1880	8.50	6.43	0.243	44.78	344.3	15.42	0.448
	3d-1	1880	7.81	5.91	0.243	41.15	344.3	14.16	0.411
III(з/х)	3d-2	1880	10.21	7.73	0.243	53.80	317.7	17.09	0.538

Таблица П.8

Максимальная крюковая нагрузка трактора с регулируемым клиренсом, при максимальной тяговой мощности на стерне (при низкоклинренсном положении трактора)

Диапазон	Передача	$P_{кр}$ кГс	V_m км/ч	V_{σ} км/ч	δ	$N_{кр}$ л.с.	$g_{кр}$ г/(л.с. ч)	G_y кг/ч	$\eta_{мс}$
I(п/х)	1d-1	1840	1.39	1.05	0.243	7.15	967.4	6.92	0.071
	1d-2	1840	1.84	1.39	0.243	9.50	783.0	7.44	0.095
	1d-3	1840	2.59	1.96	0.243	13.35	621.4	8.30	0.134
	1d-4	1840	3.42	2.59	0.243	17.64	525.3	9.26	0.176
II(п/х)	2d-1	1840	2.98	2.25	0.243	15.35	569.9	8.75	0.153
	2d-2	1840	3.94	2.98	0.243	20.31	486.2	9.87	0.203
	2d-3	1840	5.50	4.16	0.243	28.36	413.9	11.74	0.284
	2d-4	1840	7.21	5.46	0.243	37.19	372.1	13.84	0.372
III(п/х)	3d-1	1840	6.62	5.01	0.243	34.13	374.5	12.78	0.341
	3d-2	1840	8.87	6.71	0.243	45.73	340.7	15.58	0.457
	3d-3	1840	7.97	6.03	0.243	41.08	325.7	13.38	0.411
I(з/х)	1d-1	1840	1.65	1.25	0.243	8.49	844.8	7.18	0.085
	1d-2	1840	2.19	1.65	0.243	11.28	690.1	7.78	0.113
	1d-3	1840	3.07	2.32	0.243	15.84	554.7	8.78	0.158
	1d-4	1840	4.05	3.07	0.243	20.90	474.3	9.91	0.209
II(з/х)	2d-1	1840	3.53	2.67	0.243	18.20	511.5	9.31	0.182
	2d-2	1840	4.66	3.53	0.243	24.05	441.7	10.62	0.241
	2d-3	1840	6.50	4.92	0.243	33.53	381.8	12.80	0.335
	2d-4	1840	8.51	6.44	0.243	43.86	347.7	15.25	0.439
III(з/х)	3d-1	1840	7.81	5.91	0.243	40.29	347.8	14.01	0.403
	3d-2	1840	10.22	7.73	0.243	52.70	320.6	16.89	0.527

Таблица П.9

Максимальная крюковая нагрузка трактора с регулируемым клиренсом, при номинальной тяговой нагрузке на стерне (при высококлиренсном положении трактора)

Диапазон	Передача	$P_{кр}$, кгс	V_m , км/ч	V_{σ} , км/ч	δ	$N_{кр}$, л.с.	$g_{кр}$, г/(л.с. ч)	G_y , кг/ч	$\eta_{мс}$
I(п/х)	1d-1	1673	1.39	1.14	0.180	7.05	964.9	6.80	0.071
	1d-2	1673	1.84	1.51	0.180	9.37	777.7	7.29	0.094
	1d-3	1673	2.59	2.13	0.180	13.18	613.6	8.08	0.132
	1d-4	1673	3.43	2.81	0.180	17.41	515.8	8.98	0.174
II(п/х)	2d-1	1673	2.98	2.44	0.180	15.15	561.2	8.50	0.151
	2d-2	1673	3.95	3.24	0.180	20.05	476.0	9.55	0.201
	2d-3	1673	5.52	4.52	0.180	28.04	402.3	11.28	0.280
	2d-4	1673	7.24	5.94	0.180	36.80	359.4	13.23	0.368
III(п/х)	3d-1	1673	6.64	5.45	0.180	33.75	362.8	12.25	0.337
	3d-2	1673	8.72	7.15	0.180	44.32	328.0	14.54	0.443
	3d-3	1673	11.29	9.26	0.180	57.37	296.4	17.00	0.574
I(з/х)	1d-1	1673	1.65	1.35	0.180	8.38	840.8	7.04	0.084
	1d-2	1673	2.19	1.80	0.180	11.13	683.7	7.61	0.111
	1d-3	1673	3.08	2.52	0.180	15.63	546.1	8.54	0.156
	1d-4	1673	4.06	3.33	0.180	20.64	464.3	9.58	0.206
II(з/х)	2d-1	1673	3.53	2.90	0.180	17.97	502.2	9.02	0.180
	2d-2	1673	4.67	3.83	0.180	23.76	431.1	10.24	0.238
	2d-3	1673	6.52	5.35	0.180	33.15	369.9	12.26	0.332
	2d-4	1673	8.54	7.01	0.180	43.42	334.7	14.53	0.434
III(з/х)	3d-1	1673	7.84	6.43	0.180	39.87	335.9	13.39	0.399
	3d-2	1673	10.28	8.43	0.180	52.22	307.6	16.06	0.522

Таблица П.10

Максимальная крюковая нагрузка трактора с регулируемым клиренсом, при номинальной тяговой нагрузке на стерне (при низкоклиренсном положении трактора)

Диапазон	Передача	$P_{кр}$, кгс	V_m , км/ч	V_{α} , км/ч	δ	$N_{кр}$, л.с.	$G_{кр}$, г/(л.с. ч)	G_{α} , кг/ч	η_{mc}
I(п/х)	1d-1	1640	1.39	1.14	0.180	6.91	981.0	6.78	0.069
	1d-2	1640	1.84	1.51	0.180	9.19	790.0	7.26	0.092
	1d-3	1640	2.59	2.13	0.180	12.92	622.5	8.04	0.129
	1d-4	1640	3.43	2.81	0.180	17.07	522.8	8.93	0.171
II(п/х)	2d-1	1640	2.98	2.44	0.180	14.85	569.1	8.45	0.149
	2d-2	1640	3.95	3.24	0.180	19.67	482.2	9.48	0.197
	2d-3	1640	5.52	4.53	0.180	27.50	406.8	11.19	0.275
	2d-4	1640	7.25	5.94	0.180	36.10	363.0	13.11	0.361
III(п/х)	3d-1	1640	6.64	5.45	0.180	33.10	366.7	12.14	0.331
	3d-2	1640	8.73	7.16	0.180	43.48	331.0	14.39	0.435
	3d-3	1640	11.63	9.54	0.180	57.93	299.9	17.38	0.579
I(з/х)	1d-1	1640	1.52	1.25	0.180	7.57	854.5	6.47	0.076
	1d-2	1640	2.02	1.65	0.180	10.05	694.1	6.98	0.101
	1d-3	1640	2.83	2.32	0.180	14.12	553.7	7.82	0.141
	1d-4	1640	3.74	3.07	0.180	18.63	470.3	8.76	0.186
II(з/х)	2d-1	1640	3.26	2.67	0.180	16.22	509.0	8.26	0.162
	2d-2	1640	4.30	3.53	0.180	21.44	436.4	9.36	0.214
	2d-3	1640	6.00	4.92	0.180	29.89	373.8	11.17	0.299
	2d-4	1640	7.85	6.44	0.180	39.10	337.8	13.21	0.391
III(з/х)	3d-1	1640	7.21	5.91	0.180	35.92	339.2	12.18	0.359
	3d-2	1640	9.43	7.73	0.180	46.98	310.2	14.57	0.470

Список использованной литературы

1. Постановление Президента Республики Узбекистан №ПП-1758 «О Программе дальнейшей модернизации, технического и технологического перевооружения сельскохозяйственного производства на 2012-2016 годы». – 18 с.

2. Система машин и технологий для комплексной механизации сельскохозяйственного производства на 2011–2016 гг. – Ч.1. Растениеводство. –Ташкент: НПЦ при МСВХ РУз, 2012. –200 с.

3. Протокол №8-2015 приемочных испытаний импортного хлопководческого трактора модели TTZ-100HC фирмы «LS Machinery Qindao Co. Ltd» (КНР) по договору 05-2014 (ИС) от 04.08.2014 г. – Гульбахор: УзГЦИТТ, 2015. –120 с.

4. Ахметов А.А. Передние мосты универсально-пропашных тракторов хлопкового назначения. –Ташкент: Фан, 2014. –176 с.

5. Ахметов А.А., Усманов И.И., Ахмедов Ш.А. Снижение отрицательного воздействия тракторов на почву за счет повышения их тягово-сцепных свойств // «Атроф-мухитни муҳофаза қилиш ва табиий ресурслардан оқилона фойдаланиш» Республика илмий-техник анжумани материаллари тўплами. –Фарғона, 2012. –С.241–242.

6. Ахметов А.А., Усманов И.И., Ахмедов Ш.А. Снижение вредного воздействия на экологию колесных движителей универсально-пропашных тракторов // «Атроф-мухитни муҳофаза қилиш ва табиий ресурслардан оқилона фойдаланиш» Республика илмий-техник анжумани материаллари тўплами. –Фарғона, 2012. –С.244–246.

7. Ўзбекистон қишлоқ хўжалигини механизациялаш ва электрлаштириш жараёнларини 2020 йилгача комплекс ривожлантиришнинг умумий концепциялари / Тошболтаев М., Туланов И., Ходжиев А., Тухтакузиев А. ва б. – Тошкент: «MASHPRINT EXKLUZIV», 2011. –72 б.

8. Справочник по хлопководству / Отв. за вып. Ф.И.Учеваткин и др. –Ташкент: Узбекистан, 1965. –872 с.

9. Қишлоқ хўжалик экинларини парваришлаш ва махсулот етиштириш бўйича намунавий технологик карталар (2011–2015 йиллар учун). –Тошкент: XILOLMEDIA, 2011. –I ва II қисм. –232 б.

10. Лызо Г.П., Лызо А.П., Барский И.Б. Конструкции тракторов. – М.: Машгиз, 1956. – 560 с.
11. Акт №3-53 проверки возможности агрегатирования с/х машин с трактором У-4 в поливном хлопководстве. –СредАзМИС: Янгиюль, 1953. –12 с.
12. Отчет о сравнительных испытаниях пропашных тракторов «Кировец ДП-24», «Беларусь», Т-24 и ХТЗ-11. –СредАзМИС: Янгиюль, 1952. –144 с.
13. Отчет о контрольных испытаниях пропашного трактора МТЗ-3. –СредАзМИС: Янгиюль, 1955. –60 с.
14. Отчет о контрольных испытаниях пропашного трактора ДТ-24-3. –СредАзМИС: Янгиюль, 1956. –192 с.
15. Универсально-пропашной и хлопководческий тракторы «Владимирец», Т28Х2 и Т28Х3. Руководство по уходу и эксплуатации. –Владимир: Облполиграфиздат, 1963. –344 с.
16. Тракторы Т28Х4М-А, Т28Х4М-АС, Т28Х4М-АС1. Техническое описание и инструкция по эксплуатации (Х4МА-0000010 ТО). –Ташкент: ПО «Ташкентский тракторный завод», 1990. –256 с.
17. Беларусь 80Х/80Х.1/100Х. Руководство по эксплуатации. 80Х-0000010РЭ / Под ред. А.Г.Стасилаевич. –Минск: РУП Минский тракторный завод, 2012. –224 с.
18. Тракторы ТТЗ 80.10 и ТТЗ 80.11. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. 80.10-0000010ИЭ. –Ташкент: Ташкентский тракторный завод, 2010. –96 с.
19. Протокол №44-99 (101) государственных приемочных испытаний опытного образца трактора ТТЗ100К11. –Гульбахор: УзГЦИТТ, 2000. – 96 с.
20. Акт о результатах заводских испытаний трактора СХР-100. –Ташкент: ТТЗ, 1998. –18 с.
21. Протокол №43-03(101) государственных приемочных испытаний опытного образца хлопководческого трактора ТТЗ100Р-1 высококлиренсного с колесной формулой 3К2 на базе трактора ТЛ-100. –Гульбахор: УзГЦИТТ, 2003. –30 (45) с.
22. Протокол №9-2014 приемочных испытаний прототипов высококлиренсных хлопководческих тракторов АХОS, созданных на базе универсально-пропашного трактора АХОS-340 концерна «СLААS» по договору 05-2014 (ИС) от 9.04.2014 г. –Гульбахор: УзГЦИТТ, 2014. –96 с.

23. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. –М.: Машиностроение, 1976. –456 с.

24. Самоходные опрыскиватели серии 4030 // см. <http://www.deere.ua>.

25. Тракторы ДТ-20В и ДТ-20К. (<http://uvlechenie.info/kolyosnye-traktory/kolyosnye-traktory-klassa-06-t/traktory-dt-20v-i-dt-20k/>).

26. Машины // см. <http://asprus.ru/blog/met/mashiny/page>.

27. Grape Harvest // см. <http://www.toytractors.com>.

28. Высоклиренсный трактор // см. <http://atogos.com.ua/product>.

29. Патент Китая CN 103371008 А. Paddy field management machine.

30. Патент Франции FR 2631586 А1. Self-propelled vehicle, termed straddling-tractor, provided with hydraulic means for adjusting the ground clearance.

31. Патент Франции FR 2979322 А1. Vehicle quadric-cycle motorized high clearance tractor, has control circuit connected to jacks of suspension part of bearing half-trains, where jacks are equipped with left front bearing and right rear bearing to ensure operation of bar.

32. Патент Японии JPS 62273127 А. Adjusting device for axle shaft height of running vehicle.

33. Патент Японии JPH 02258404 А. Tractor ground clearance change device.

34. Патент Японии JPH 0214925 А. Ground clearance adjuster in tractor.

35. Патент Японии JPH 0214924 А. Ground clearance adjuster in tractor.

36. Тракторы. Конструкция: Учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные системы» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / И.П.Ксенович, В.М.Шарипов, Л.Х.Арустамов и др. Под общ.ред. И.П. Ксеновича, В.М. Шарипова. –М.: МГТУ «МАМИ», 2001. – 824 с.

37. Патент Китая CN 202528842 U. Three-level crop clearance tail end transmission device of tractor.

38. Патент США US 4519465 А. Track type four sprocket wheel drive crawler tractor.

39. Тракторы: Теория: /В.В.Гуськов, Н.Н.Велев, Ю.Е.Атаманов

и др. / Под общ. ред. В.В.Гуськова. –М.: Машиностроение, 1988. –376 с.

40. Патент UZFAP 00860. Универсально-пропашной трактор / Ахметов А.А., Усманов И.И., Ахмедов Ш.А., Атакулов Х.К. – 2013. –Расмий ахборотнома, №12.

41. Патент UZFAP 00867. Универсально-пропашной трактор / Ахметов А.А. – 2014. –Расмий ахборотнома, №1.

42. Патент UZFAP 00894. Универсально-пропашной трактор / Ахметов А.А., Усманов И.И., Ахмедов Ш.А., Астанов Б.Ж. –2014. –Расмий ахборотнома, №4.

43. Патент UZFAP 00903. Универсально-пропашной трактор / Ахметов А.А., Усманов И.И., Саидаминов С.С., Ахмедов Ш.А. –2014. –Расмий ахборотнома, №5.

44. Ахметов А.А., Усманов И.И., Ахмедов Ш.А. Универсально-пропашной трактор с изменяющимся клиренсом // Проблемы механизации и электрификации сельского хозяйства: Сб. материалов Всерос. науч.-практич. интернет-конф. 6 дек. 2013 г. –Краснодар: Кубанский ГАУ, 2014 г. <http://www.kubsau.ru/>.

45. Ахметов А.А., Усманов И.И., Рузиев Д.А., Ахмедов Ш.А. Высоклиренсный, высокоманевренный универсально-пропашной трактор // Горный вестник, 2015. –№3(№62). –С.82–85.

46. Ахметов А.А., Усманов И.И., Рузиев Д.А. Универсально-пропашной трактор, снабженный функциональным передним мостом // «Ресурстежамкор кишлок хўжалик машиналарини яратиш ва улардан фойдаланиш самарадорлигини ошириш» мавзусидаги Республика илмий-амалий конференцияси. – Гульбахор, 2014. –С.117–119.

47. Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. К вопросу повышения агро-технической проходимости четырехколесного универсально-пропашного трактора // Горный вестник, 2015. –№4(№63). –С.79–82.

48. Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. К вопросу повышения агро-технической проходимости четырехколесного хлопководческого трактора // Сборник статей международной научно-практической конференции 10 сентября 2015 г. Челябинск, АЭТЕРНА, «Актуальные проблемы технических наук в России и за рубежом». –С.5–10.

49. Патент UZFAP 01024. Транспорт воситалари клиренсини бошқарувчи осма тизим / Аннакулова Г.К., Ризаев А.А., Ахметов

А.А., Усманов И.И., Шермухамедов А.А., Астанов Б.Ж., Саттаров Б.Б., Ахмедов Ш.А. –Расмий ахборотнома. –2015. –№9.

50. Патент UZFAP 00935. Универсально-пропашной трактор / Ахметов А.А., Усманов И.И. – 2014. – Расмий ахборотнома, №8.

51. Ахметов А.А., Усманов И.И. Задние мосты универсально-пропашного трактора хлопкового назначения. –Ташкент: Фан, 2014. –160 с.

52. Ахметов А.А. Новые технические решения в модернизации отечественных тракторов // Вестник ТАДИ. –Ташкент, 2011. –№2. –С.16–19.

53. Ахметов А.А., Усманов И.И., Ахмедов Ш.А. Вопросы модернизации серийной трансмиссии и коробки перемены передач универсально-пропашных тракторов // Вестник ТАДИ, 2012. –№1,2. –С.24–30.

54. Ахметов А.А., Усманов И.И. Моменты, действующие на звенья планетарного редуктора универсально-пропашного трактора // Материалы Республиканской научно-технической конференции «Проблемы внедрения инновационных идей, технологий и проектов в производство». 16-17 мая, 2014 г. –Жиззах. –С.108–111.

55. Ахметов А.А., Усманов И.И. К расчету на прочность модернизированной главной передачи универсально-пропашного трактора ТТЗ-80-10 // Вестник ТАДИ, 2013. –№1–2. –С.36–42.

56. Ахметов А.А., Муслимов Ш.Р. К расчету дифференциала заднего моста проектируемого универсально-пропашного трактора // Вестник ТАДИ, 2013. –№1–2. –С.17–23.

57. Ахметов А.А., Попович А.В. Результаты расчета планетарной передачи редуктора универсально-пропашного трактора ТТЗ-1030 // Проблемы механики, 2013. –№3, 4. –С.117–120.

58. Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. Универсально-пропашной трактор с регулируемым клиренсом // Республиканская научно-практическая конференция «Проблемы создания, эффективного использования и сервиса ресурсосберегающей техники и технологии сельского хозяйства и транспорта». 13–14 марта 2015 г. Ч.1. –Карши: «PhotoExpress» ИЧК, 2015. –С.244–247.

59. Ахметов А.А., Усманов И.И. К вопросу компоновки полноприводного универсально-пропашного трактора // «Ўзбекистонда сабзавотчилик, полизчилик ва картошкачиликни ривожлантиришда илм-фаннинг хиссаси» Халқаро илмий-амалий конференция маърузалар матни. –Тошкент, 2013. –С.274–277.

60. Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. Компоновка гидросистемы проектируемого универсально-пропашного трактора // Материалы Республиканской научно-технической конференции «Проблемы внедрения инновационных идей, технологий и проектов в производство». г.Джизак, 16–17 мая, 2014 г. –С.29–32.

61. Ахметов А.А., Усманов И.И., Асамов С.А., Ахмедов Ш.А., Астанов Б.Ж. Некоторые эргономические показатели новой кабины отечественных универсально-пропашных тракторов // Вестник ТашГТУ, 2012. –№3–4. –С.102–105.

62. Ахметов А.А., Усманов И.И. Оценка статической прочности балки переднего моста трактора с изменяемой базы // Сб. материалов Международной научно-технической конференции «Прочность конструкций, сейсמודинамика зданий и сооружений». –Ташкент, 12–14 сентября 2016 г. –С.167–168.

63. Ахметов А.А., Усманов И.И., Ахмедов Ш.А. К вопросу расчета на прочность проушины рычага поворотного вала гидронавесной системы // Проблемы механики. 2013. –№1. –С.59–61.

64. Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. Оценка статической прочности шкворня поворотной цапфы при заносе трактора с регулируемым клиренсом // Сб. материалов Межвузовской научно-практической конференции одарённой молодёжи «Перспективы развития транспорта и дорожного хозяйства Республики Узбекистан». –Ташкент, 20–21 мая 2016 г. –С.69–70.

65. Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. К вопросу оценки статической прочности шкворня поворотной цапфы трактора с переменным клиренсом // ФарПИ ИТЖ, 2016 й., –Т.20. –№3. –С.47–51.

66. Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. Износостойкость винтовой передачи переднего моста универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом // Сб. материалов Международной научно-технической конференции «Прочность конструкций, сейсמודинамика зданий и сооружений». –Ташкент, 12–14 сентября 2016г. –С.381–384.

67. Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. Расчет запаса прочности ходового винта переднего моста универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом // Международная агроинженерия, 2016. –Вып.2 (18). –С.13–18.

68. Ахметов А.А., Ахмедов Ш., Азизов Н. К вопросу расчета гидронавесной системы с повышенной грузоподъемностью

универсально-пропашного трактора «ТТЗ» // «Ресурстежамкор кишлок хўжалик машиналарини яратиш ва улардан фойдаланиш самарадорлигини ошириш» Республика илмий-амалий конференцияси илмий мақолалар тўплами. 20–21 ноябрь. –Тошкент: Fan va texnologiyalar Markazining bosmaxonasi: Гулбахор, 2014. –С.21–26.

69. Райко М.В. Расчет деталей и узлов машин. –Киев: Техніка, 1966. –496 с.

70. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В.Коросташевского. –М.: Машиностроение, 1984. –280 с.

71. Чернин И.М. Расчеты деталей машин. –Минск: Вышэйшая школа, 1974. –592 с.

72. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. –М.: Машиностроение, 1979. –Т.1. –728 с.

73. Иванов М.Н. Детали машин. –М.: Высшая школа, 1984. –336 с.

74. Справочник металлиста / Под ред. С.А.Чернавского. –М.: Машиностроение, 1976. –Т.1. –280 с.

75. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов. –Киев: Наукова думка, 1975. –704 с.

76. Орлов П.И. Основы конструирования. –М.: Машиностроение, 1972. –Кн.2. –528 с.

77. Кальбус Г.Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов. – М.: Колос, 1982. –200 с.

78. Биргер И.А., Шор В.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей: Справочник. 3-е изд. –М.: Машиностроение, 1979. –704 с.

79. Мирошниченко А.Н. Основы теории автомобиля и трактора. –Томск: Издательство ТГАСУ, 2014. –488 с.

80. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. –М.: Колос, 1972. –384 с.

81. Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. Усовершенствования навесных устройств передненавешиваемых на трактор машин-орудий // «Атроф-мухитни мухофаза қилиш ва табиий ресурслардан оқилона фойдаланиш» Республика илмий-техник анжумани материаллари тўплами. –Фаргона, 2012. –С.237–239.

82. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. –М.: Наука, 1971. –240 с.

83. Тракторы: Теория / В.В.Гуськов, Н.Н.Велев, Ю.Е.Атаманов и др. Под общ. ред. В.В.Гуськова. –М.: Машиностроение, 1988. –376 с.

84. Ахметов А.А., Ахмедов Ш.А. Факторы, влияющие на агро-технологические параметры универсально-пропашных тракторов // Вестник ТАДИ, 2012. –№1, 2. –С.20–24.

85. Фортуна В.И. Эксплуатация машинно-тракторного парка. –М.: Колос, 1979. –376 с.

86. Ахметов А.А., Усманов И.И. Влияние параметров агрегата, состоящего из универсально-пропашного трактора и прицепной машины на ширину поворотной полосы // Агроилм, 2014. –№3. –С.25–26.

Оглавление

Введение.....	3
---------------	---

ГЛАВА 1. Актуальность разработки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

1.1. Тенденция совершенствования конструкции хлопководческих универсально-пропашных тракторов.....	8
1.2. Специфические требования к универсально-пропашным тракторам хлопкового назначения.....	23
1.3. Обзор конструкции 4-х колесных тракторов с высокой агротехнической проходимостью.....	27
1.4. Перспективные направления совершенствования конструкции 4-х колесных тракторов.....	40

ГЛАВА 2. Повышение проходимости хлопководческих универсально-пропашных тракторов

2.1. Общие сведения.....	46
2.2. Анализ перспективных конструкций и выбор переднего моста для компоновки хлопководческого универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом.....	49
2.2.1. Основные конструктивные требования к передним мостам универсально-пропашных тракторов.....	49
2.2.2. Основные направления совершенствования конструкции передних мостов хлопководческих универсально-пропашных тракторов.....	51
2.2.3. Передний мост с функциональным механизмом поворота.....	51
2.2.4. Устройство, принцип работы и анализ конструкции переднего моста с коленой изменяющимся углом отклонения.....	61

2.2.5. Устройство, принцип работы и анализ конструкции переднего моста с выдвигной коленой	65
2.2.6. Устройство, принцип работы и анализ конструкции переднего моста с бесступенчато регулируемым клиренсом.....	67
2.3. Анализ конструкции и выбор заднего моста для компоновки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом	72
2.3.1. Требование к выбору заднего моста для компоновки универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом.....	72
2.3.2. Задний мост универсально-пропашного трактора TTZ-80	73
2.3.3. Задний мост универсально-пропашного трактора TTZ-1030	77
2.4. Компоновка универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом.....	80

ГЛАВА 3. Расчет конструкции хлопководческого универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

3.1. Обоснование необходимости проведения расчетов отдельных узлов и деталей конструкции универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом.....	88
3.2. Расчет балки переднего моста на прочность.....	89
3.3. Расчет винтового механизма регулировки клиренса	94
3.3.1. Силы и моменты, действующие на винтовой механизм	94
3.3.2. Обоснование параметров винтовой пары «винт – гайка»	98
3.3.3. Расчет гибкости винта	101
3.3.4. Расчет буртика ходового винта.....	103
3.3.5. Расчет запаса прочности ходового винта	105
3.3.6. Износостойкость винтовой передачи.....	108
3.3.7. Расчет призматического соединения «хвостовик– гаечный ключ» винтового механизма	108

3.4. Расчеты по проверке надежности работы гидравлической системы универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом	110
3.4.1. Расчет трубопроводов гидравлической системы	110
3.4.2. Расчет рычага поворотного вала гидронавесной системы	114
3.4.3. Расчет на прочность проушины рычага поворотного вала гидронавесной системы	118
3.4.4. Проверка навесоспособности универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом	121

ГЛАВА 4. Оценка устойчивости универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

4.1. Определение координат центра тяжести универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом	124
4.2. Продольная и поперечная устойчивость универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом	132
4.3. Устойчивость движения универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом	139

ГЛАВА 5. Оценка эксплуатационных качеств универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом

5.1. Тяговая характеристика универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом	144
5.1.1. Определение основных параметров тяговой характеристики универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом	144
5.1.2. Баланс мощности трактора с регулируемым клиренсом	149
5.1.3. Определение тягового класса трактора с регулируемым клиренсом	151
5.1.4. Проходимость универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом	152
5.1.5. Поворотливость универсально-пропашного трактора с регулируемым клиренсом	156

ГЛАВА 6. Агрегатирование трактором с регулируемым клиренсом хлопководческих машин-орудий

6.1. Общие сведения	162
6.2. Способы агрегатирования машин-орудий хлопкового назначения с универсально-пропашным трактором с регулируемым клиренсом.....	163
6.3. Агрегатирование навесных машин с универсально-пропашным трактором с регулируемым клиренсом.....	167
6.4. Агрегатирование прицепных машин с универсально-пропашным трактором с регулируемым клиренсом.....	170
Заключение	175
Приложение	178
Список использованной литературы.....	188

39.34

A95

Ахметов, Адилбек Агабекович

Хлопководческий универсально-пропашной трактор с регулируемым клиренсом [Текст] : монография / А.А.Ахметов, Ш.А.Ахмедов; отв. ред. Р.Д.Матчанов. РУз, СКБ «Трактор». –Ташкент: Фан, 2016. –200 с.

УДК 629.3.014.2

ББК 39.34

ISBN 978-9943-19-361-1

*Утверждено к печати Научно-техническими советами
СКБ «Трактор» и АО «ВМКВ-Agromash»*

Редактор: *Н.Н. Рамазанов*

Корректор: *М.Ф. Мамадолиева*

Технический редактор, верстка: *Д.Ю. Абдуллаев*

Издательство «Фан» АН РУз

100047, Ташкент, ул. Я. Гулямова, 70

Тел. (0-371) 236-74-25, факс 233-29-61

Тел./мбл. (+99893) 500-61-21, 500-61-22

E-mail: fannashr@yandex.com

Лицензия издательства АИ №266, 15.07.2015 г.

Изд. № 3-44. Сдано на верстку 25.11.2016. Оригинал-макет подписан в печать 30.12.2016. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Формат 60x84¹/₁₆. Гарнитура Times. Уч.-изд. л. 10,0.

Усл.-печ. л. 11,62. Тираж 100 экз.

Цена договорная

Отпечатано в типографском отделе Издательства «Фан» АН РУз. Заказ №39.

100047, Ташкент, ул. Я.Гулямова, 70.

Переплетено в типографии ЧП «Print Line Group».

100097, Ташкент, проспект Бунёдкор, 44.



Адилбек Агабегович Ахметов — доктор технических наук, крупный специалист в области сельхозмашиностроения и механизации сельского хозяйства.

А.А.Ахметов в 1974 г. окончил Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства. В 1974–1979 гг. — преподаватель, 1979–1982 гг. аспирант, 1984 г. инженер, 1985–1989 гг. младший и старший научный сотрудник, 1991–1995 гг. старший и ведущий научный сотрудник САИМЭ (ныне КХМЗИ). В 1990 г. начальник ОГМ ПО «Сырдарьяремвод», 1996 г. заместитель, а затем директор Сырдарьинского филиала СА «Мадад», 1997–1998 гг. главный специалист ЦА ХК «Узсельхозмаш-холдинг», 1999–2002 гг. заместитель председателя правления, а в 2002–2010 гг. председатель правления АПК «Узсельхозмашлизинг». В 2011–2015 гг. руководитель группы, с 2015 г. по н.в. главный специалист по координации НИ и ОКР УП СКБ «Трактор». Он с 2011 г. является научным руководителем ряда научных проектов и мегапроектов, финансируемых ГК по координации развития науки и технологий при КМ РУз.

А.А.Ахметов в 1986 г. защитил кандидатскую, а в 2015 г. докторскую диссертацию и является автором более 300 научных трудов, в том числе 6 монографий и около 100 авторских свидетельств и патентов. Под его научным руководством подготовлены 6 кандидатов технических наук, а в настоящее время проводят научно-исследовательские работы 5 докторантов и магистрантов.



Шерзодбек Анвархон угли Ахмедов — специалист в области сельхозмашиностроения и механизации сельского хозяйства, магистр, инженер-конструктор УП СКБ «Трактор».

Ш.А.Ахмедов в 2006 г. окончил Ташкентский государственный аграрный университет. Он в 2006–2007 гг. специалист отдела сервиса и ремонта, 2007–2008 гг. специалист, а в 2008–2009 гг. главный специалист отдела новой техники Наманганского областного объединения машинотракторных парков. В 2009–2011 гг. магистрант Ташкентского государственного аграрного университета. С 2009 г. по н.в. — инженер-конструктор УП СКБ «Трактор».

Ш.А.Ахмедов является автором более 30 научных трудов, в том числе 5 патентов, в 2011–2015 гг. был исполнителем двух и ответственным исполнителем трех научных проектов, финансируемых ГК по координации развития науки и технологий при КМ РУз.

